



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**DYNAMICKY VYVÁŽENÝ REZONANČNÍ ADHEZNÍ
TESTER**

DYNAMICALLY BALANCED RESONANCE ADHESIVE TESTER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Jandásek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Martin Jandásek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Dynamicky vyvážený rezonanční adhezní tester

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rezonanční adhezní testery jsou vybaveny svisle oscilujícími plošinami, jejichž pohyb způsobuje vibrace zařízení. Velké zkušebny jsou ukotveny do podlahy, u mobilního testeru toto není možné. Při měření s automobilem vibrace nevadí, protože na tester působí váha automobilu. Nepříjemná situace nastává při kalibraci testeru, kdy se provádí měřicí procedura „naprázdno“. Klidného chodu se podařilo dosáhnout připevněním značné balastní zátěže a snížením testovacích otáček. Protože připravujeme zvýšení zdvihu a původní otáčky, bude nezbytné vybavit celý systém kinematickým vyvažovacím mechanismem.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je vyvinout mobilní, dynamicky vyvážený adhezní tester automobilových náprav s těmito parametry:

- zdvih plošin: 4,5 mm,
- maximální frekvence plošin: 25 Hz,
- maximální balastní zátěž: 5 kg.

Dílčí cíle diplomové práce:

- navrhnout způsob snížení svislých vibrací rotující nevývahou,
- zkonstruovat mechanismus úplného vyvážení dynamických sil,
- navrhnout pohon vačkové a vyvažovací hřídele,
- navrhnout měřicí řetězec s vhodným mikrokontrolerem,
- navrhnout nové dvoupolohové pojezdové ústrojí.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, fotografická dokumentace.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: VUTIU. 2001, ISBN 80-238-65-3-0.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIU, 2010, 1159s. ISBN 978-80-214-2629-0.

NOVÁK, Petr. Mobilní tester závěsu automobilového kola. 2015. Brno. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

KLAPKA, Milan, Ivan MAZŮREK, Michal KUBÍK a Ondřej MACHÁČEK. Resuscitace diagnostické metody EUSAMA. Brno. 2016.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce je věnována vývoji mobilního adhezního rezonančního testeru TriTec. Cílem práce je dosáhnout zlepšení parametrů testeru oproti předchozí verzi, zejména zmenšení vibrací testeru při chodu v nezátíženém stavu a usnadnění přesunu testeru na delší vzdálenosti. Úvodní část práce byla věnována historii vývoje testeru TriTec a analýze příčin vzniku problémů testeru. V další části práce byly studovány způsoby snížení vibrací testeru. Jako nejlepší řešení pro snížení vibrací byl vyhodnocen rotační vyvažovací mechanismus, který byl v další části práce navržen. Následně byl navržen i nový přední pojezd testeru a byla stanovena koncepce uživatelského rozhraní testeru. Tester s navrženými úpravami dosahuje požadovaných parametrů a může v provozu konkurovat stacionárním testerům svou cenou a mobilitou.

KLÍČOVÁ SLOVA

závěs kola, adhezní rezonanční test, TriTec, metodika EUSAMA, dynamická simulace, vyvažovací mechanismus

ABSTRACT

This diploma thesis is dedicated to the development of mobile resonance-adhesion tester TriTec. The aim of this thesis is to improve the parameters of the tester in comparison to the previous version of tester, especially to minimize the vibrations of the tester while running without load, and to make long-distance transportation of tester easier. The first part of thesis was aimed on history of development of TriTec tester, causes of its problems and on analysis of vibration minimization possibilities. As a best solution is considered a rotational balance mechanism, which was designed in next part of thesis. After that a new front wheel drive and an user interface conception were designed. The modified tester reaches all the deserved parameters and is able to compete static resonance-adhesion testers by its lower price and high mobility.

KEYWORDS

wheel-suspension, resonance-adhesion test, TriTec, EUSAMA methodology, dynamic simulation, balance mechanism

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JANDÁSEK, Martin. *Dynamicky vyvážený rezonanční adhezni tester* [online]. Brno, 2019
Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116330>. Diplomová práce.
Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování.
Vedoucí práce Ivan Mazůrek.

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za poskytnuté informace a čas věnovaný konzultování diplomové práce. Dále chci poděkovat svým rodičům za dlouhodobou všestrannou podporu ve studiu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Martin Jandásek

OBSAH

1	ÚVOD	3
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	4
2.1	Testování závěsu automobilového kola	4
2.1.1	Adhezní rezonanční test	4
2.1.2	Selhávání metodiky EUSAMA	5
2.2	Vývoj testeru TriTec	7
2.2.1	Tester TriTec 1	7
2.2.2	Tester TriTec 2	12
2.2.3	Tester TriTec 3	15
2.3	Integrace diagnostické techniky do provozu autoservisu	19
2.3.1	Testery závěsů kol	19
2.3.2	Testery brzdových soustav	22
2.3.3	Testery geometrie kol	22
2.3.4	Diagnostické linky	23
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	25
3.1	Analýza problému	25
3.2	Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše	25
3.2.1	Podstata a cíle diplomové práce	26
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	27
4.1	Koncepce zvýšení zdvihu plošiny	27
4.1.1	Koncepce Zachování připojovacích rozměrů	29
4.1.2	Koncepce Úprava upínacích pouzder	29
4.1.3	Koncepce Úprava kontaktu kladky a kluzáku	30
4.1.4	Výběr koncepce zvýšení zdvihu plošiny	30
4.2	Vyvažovací mechanismus	31
4.2.1	Rotační vyvažovací mechanismus	31
4.2.2	Pákový vyvažovací mechanismus	32
4.2.3	Koncepce Koaxiální uspořádání	32
4.2.4	Koncepce Uspořádání na dvě hřídele	33
4.2.5	Koncepce Pákové uspořádání	34
4.2.6	Dynamické simulace	35
4.2.7	Výběr koncepce vyvažovacího mechanismu	43
4.3	Pojezd testeru	46
4.3.1	Koncepce Kulisový mechanismus	46
4.3.2	Koncepce Západkový mechanismus	47
4.3.3	Výběr koncepce pojezdu	49
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	50
5.1	Vyvažovací mechanismus	50
5.1.1	Skupina pohonu	50
5.1.2	Skupina druhé protiběžné nevývahy	53
5.1.3	Výběr komponent vyvažovacího mechanismu	55
5.1.4	Montáž vyvažovacího mechanismu	58
5.2	Pojezd testeru	59

5.2.1	Návrh pojezdu	59
5.2.2	Výroba pojezdu	60
5.3	Měřicí řetězec	61
5.3.1	Koncepce uživatelského rozhraní	61
5.3.2	Hardware	61
5.3.3	Vyhodnocované údaje	63
5.3.4	Obsluha	63
6	DISKUZE	65
6.1	Interpretace dynamických simulací	65
6.2	Rozložení hmotnosti na nožky	65
6.3	Vyvažovací mechanismus	65
6.4	Pojezd	66
6.5	Koncepce uživatelského rozhraní	66
7	ZÁVĚR	67
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	68
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	71
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	73
11	SEZNAM TABULEK	75
12	SEZNAM PŘÍLOH	76
13	PŘÍLOHY	77

1 ÚVOD

Dobrý technický stav vozidla je nezbytným předpokladem jeho bezpečného provozu. Pro rychlé a efektivní zjištění technického stavu důležitých částí vozidla slouží v praxi speciální testery určené vždy pro testování konkrétní části vozidla.

Mezi částí vozidla, které mají rozhodující vliv na bezpečnost provozu, patří zavěšení kola vozidla a tlumič pérování, který je jeho součástí. Poškozený tlumič nebo pružina pérování negativně ovlivňuje kontakt kola vozidla s vozovkou při jízdě po nerovnostech. Kolo odskakuje od vozovky, což se projevuje prodloužením brzdné dráhy vozidla, náchylností vozidla ke smyku a snížením jízdního komfortu posádky.

Jednou z metodik využívaných pro testování závěsu kola je metodika EUSAMA (European Shock Absorber Manufacturer Association) vyvinutá v 70. letech 20. století. Podstatou této metodiky je provedení adhezního rezonančního testu na každém kole vozidla. K tomuto účelu slouží komerčně vyráběné adhezní rezonanční testery, které jsou určeny pro trvalou podpovrchovou montáž v autoservisech nebo zkušebnách STK. Nevýhodami těchto testerů jsou vysoké pořizovací náklady, obtížná montáž a nemožnost operativního přesunu testeru.

Alternativu ke komerčně vyráběným testerům představuje mobilní adhezní rezonanční tester TriTec, vyvíjený na Ústavu konstruování od konce 90. let 20. stol. Tester TriTec je cenově dostupný lehký mobilní tester určený primárně pro malé autoservisy. V průběhu vývoje vznikly postupně tři verze testeru, přičemž každá verze odstraňovala většinu nedostatků verze předchozí.

Cílem této práce je odstranění konstrukčních nedostatků poslední verze testeru TriTec 3 a současně implementace nových požadavků na funkci tohoto testeru. Tester je upravován nejen pro potřeby výzkumu na Ústavu konstruování, ale také pro možnou budoucí komerční výrobu ve spolupráci s firmou Modular Test s.r.o. Tester podobných vlastností dnes na trhu není, v případě uvedení do prodeje lze proto očekávat poměrně vysoký zájem zejména ze sektoru malých a středních autoservisů.



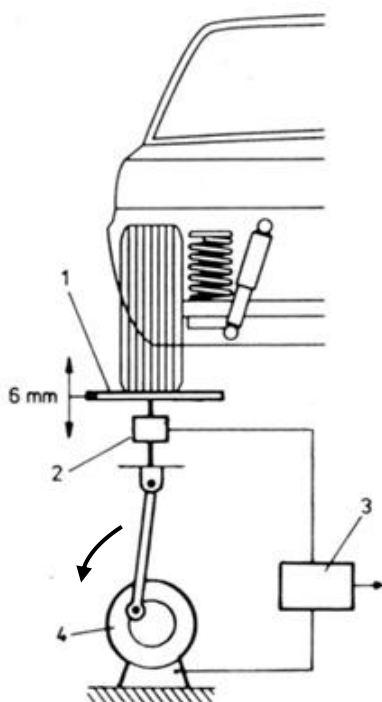
obr. 1-1 Testování na testeru TriTec 3

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Testování závěsu automobilového kola

2.1.1 Adhezní rezonanční test

Adhezní rezonanční test je jednou z metod bezdemontážního testování stavu automobilových tlumičů. Metodika provádění adhezních rezonančních testů byla sjednocena v 70. letech 20. století sdružením EUSAMA (European Shock Absorbers Manufacturers Association). Princip metody EUSAMA je znázorněn na obr. 2-1. Testování probíhá tak, že kolo testované nápravy je ustaveno na vibrační plošinu, která je vertikálně rozkmitávána s frekvencí 25 Hz při zdvihu plošiny 6 mm [1]. Po dosažení frekvence 25 Hz je odpojen pohon měřicí plošiny a plošina s kolem volně dokmitává, přičemž je měřena síla, kterou působí kolo na plošinu.



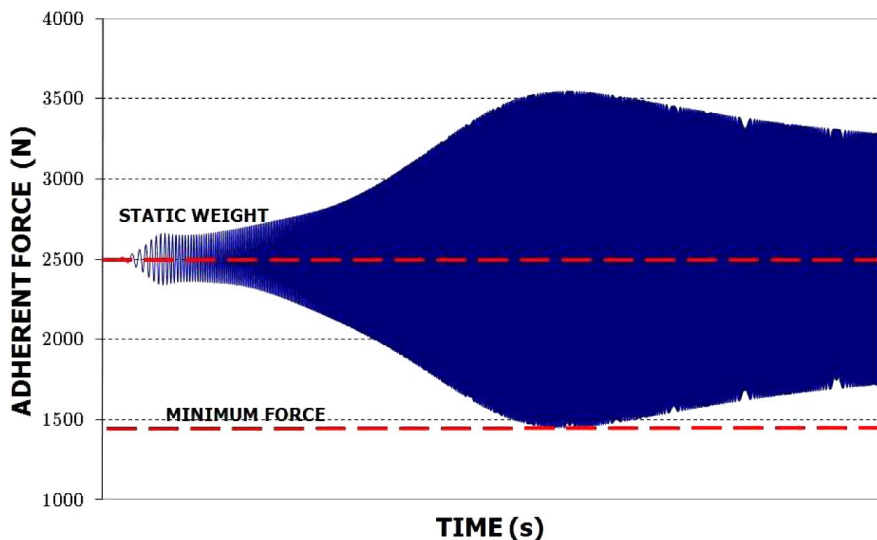
obr. 2-1 Princip metody EUSAMA [1]: 1 – vibrační plošina, 2 – snímač síly, 3 – elektronika, 4 – motor s vačkou

Výsledkem původního testu dle EUSAMA je vypočtená hodnota relativní adheze (někdy také EUSAMA) pro každé kolo podle vztahu:

$$EUSAMA = \frac{F_{min}}{F_{stat}} \cdot 100\% [1], \text{ kde} \quad (1)$$

$EUSAMA$	[%]	vypočtená hodnota relativní adheze
F_{min}	[N]	minimální naměřená přitlačná síla kola během testu
F_{stat}	[N]	statická přitlačná síla kola

Naměřená závislost přitlačné síly kola na čase má typický průběh jako na obr. 2-2. Z této závislosti se potom získají hodnoty F_{min} a F_{stat} .



obr. 2-2 Naměřená závislost přitlačné síly kola na čase [2]

Interpretace výsledků je uvedena v tabulce 2-1. Výsledek testu však představuje hodnocení celkového stavu závěsu kola, nikoli pouze tlumičů.

tab. 2-1 Interpretace hodnot EUSAMA [3]

EUSAMA [%]	Hodnocení tlumiče
61 - 100	výborný
41 - 60	dobrý
21 - 40	vyhovující
1 - 20	nevyhovující
0	špatný/neúčinný

Testování se běžně provádí na stacionárních rezonančních adhezních testerech zapuštěných do podlahy zkušebny. Nevýhodou těchto testerů jsou vysoké pořizovací náklady, potřebný prostor pro instalaci a komplikovaná instalace pod podlahu zkušebny. Mezi nejznámější výrobce EUSAMA testerů patří firmy ModularTest s. r. o. (dříve Roboterm), Beissbarth GmbH, BM Autoteknik A/S a další [4-6].

2.1.2 Selhávání metodiky EUSAMA

Metodika EUSAMA nebyla nikdy zcela bezproblémová. Známa je závislost výsledku testu na okamžité hmotnosti automobilu a tuhosti pneumatiky. I malá změna množství paliva v nádrži nebo tlaku v pneumatikách může mít rozhodující vliv na výsledek testu. Proto musí vždy být přesně dodrženy podmínky testu.

V posledním desetiletí se však objevil další problém: výsledky testu jsou negativní i pro zcela nová a bezvadná vozidla. Toto selhávání metody je zapříčiněno souběhem několika dílčích vlivů. Mezi nejpodstatnější z nich patří [7]:

- nízké hmotnostní zatížení nápravy (zejména nehnané nápravy)
- vysoká tuhost pneumatiky (nízké profilové číslo, runflat provedení)
- značně nelineární charakteristiky tlumičů (degresivní)
- záměrné snížení adhezí stability nehnané nápravy (u vozidel s elektronickou stabilizací jízdních vlastností - pro zastavení smykové rotace automobilu je vyvoláván krátký smyk na některé z náprav, tento vliv není ještě zcela prokázán)

Jednoznačně nejvýrazněji se z uvedených vlivů projevuje souběh nízkého zatížení na měřené kolo a vysoké tuhosti pneumatiky [8]. Typickým automobilem, u kterého metodika selhává, je Fiat 500. Proto bývá problém selhávání metodiky EUSAMA někdy nazýván jako "Problém Fiat 500". Z rutinních měření provedených firmou ModularTest bylo zjištěno, že většina testovaných Fiatů 500, které v testu nevyhověly, mělo nestandardně široké pneumatiky s velmi nízkým profilovým číslem [7].

Metodika EUSAMA byla vytvořena v 70. letech 20. století na základě výzkumu z 50. – 60. let, kdy byl stav silnic v Evropě mnohem horší než dnes (dlažba, šotolina). Tomu odpovídala i tehdy navrhovaná zavěšení kol automobilů. Proto byl tehdy stanoven zdvih testovací plošiny při testu na 6 mm. S postupem času se stav silnic zlepšoval, na což reagovali také konstruktéři úpravou koncipování závěsů kol - zejména používáním tlumičů s degresivní charakteristikou. Dnešní stav silnic se přibližuje spíše podmínkám na závodních tratích [7]. Zkušební metodika na tyto změny nijak nereagovala, ostatně sdružení EUSAMA již dávno neexistuje. Zkušební zdvih 6 mm je z dnešního pohledu zcela extrémní.

Jako řešení tohoto problému se nabízejí 2 přístupy: výrazné snížení zkušebního zdvihu, až na polovinu, nebo hledání vhodného doplňkového kritéria. Snížení zdvihu by však vyžadovalo širokou shodu mezi výrobcí testerů. Proto se výrobci testerů ubírají spíše cestou hledání doplňkového kritéria. Jako nejvhodnější se v současné době jeví kritérium měrného útlumu b_r . Měrný útlum je standardně používán pro hodnocení funkce tlumiče z pohledu adheze. Určení měrného útlumu je poměrně komplikované, může být provedeno na základě šířky rezonanční křivky, minimálního fázového posuvu průběhu přítláčné síly vůči kmitání plošiny nebo maximální derivace fázové frekvenční charakteristiky [7].

V současnosti je jako výsledek testu místo původní hodnoty EUSAMA udávána častěji hodnota standardizované adheze STA vypočtená podle vztahu:

$$STA = 100 \cdot \left(1 - \frac{F_{dynmax}}{c_{10} \cdot sbt_{STA}}\right) [8], \text{ kde} \quad (2)$$

STA	[%]	standardizovaná adheze
F_{dynmax}	[N]	maximální dynamická síla
c_{10}	[N]	odhad tuhosti pneumatiky
sbt_{STA}	[N]	statická deformace pneumatiky

Toto řešení je kryto patentovou přihláškou č. 2016-496 - autoři Ivan Mazůrek a Milan Klapka [9]. Standardizovaná adheze vypovídá více o stavu tlumiče, než o adhezi kola a vozovky. Pro pneumatiku s vysokou tuhostí (přehuštěná pneu, pneu s nízkým profilovým číslem) a málo zatíženou nápravu vyjde hodnota STA lepší než u původní hodnoty

EUSAMA, naopak pro pneu s nízkou tuhostí (podhuštěná pneu) a pro více zatíženou nápravu vyjde hodnota STA horší než by vyšla původní EUSAMA.

Výsledná hodnota standardizované adheze STA je silně závislá na neznámé tuhosti pneumatiky c_{10} . Kvůli zachování relativní jednoduchosti testerů není tuhost pneumatiky určována přímo, ale je odhadována z naměřeného signálu statické síly F_{stat} , maximální dynamické síly F_{dynmax} a rezonanční úhlové frekvenci závěsu kola ω_{1r} . Odhad tuhosti pneumatiky je využíván pro eliminaci nežádoucího vlivu tuhosti pneumatiky na výsledek testu [8].

Na Ústavu konstruování byla pro řešení problému selhávání metodiky EUSAMA zvolena cesta snížení zkušebního zdvihu testeru, a to na 3 mm. Se sníženým zdvihem byly navrhovány mobilní adhezní rezonanční testery TriTec a pro účely výzkumu byl také snížen zdvih na jednom z komerčně vyráběných testerů ST500M od fy ModularTest. Z rozsáhlých měření na testerech se zdvihem 3 mm bylo zjištěno, že použití tohoto zdvihu je problematické, neboť při něm rezonanční frekvence závěsu kola zaniká mezi dalšími frekvencemi vybuzenými na automobilu. Při použití původního zdvihu 6 mm je naopak rezonanční frekvence závěsu kola dominantní a další frekvence automobilu v ní zanikají. Proto je připravováno zvýšení budícího zdvihu testeru TriTec na 4,5mm.

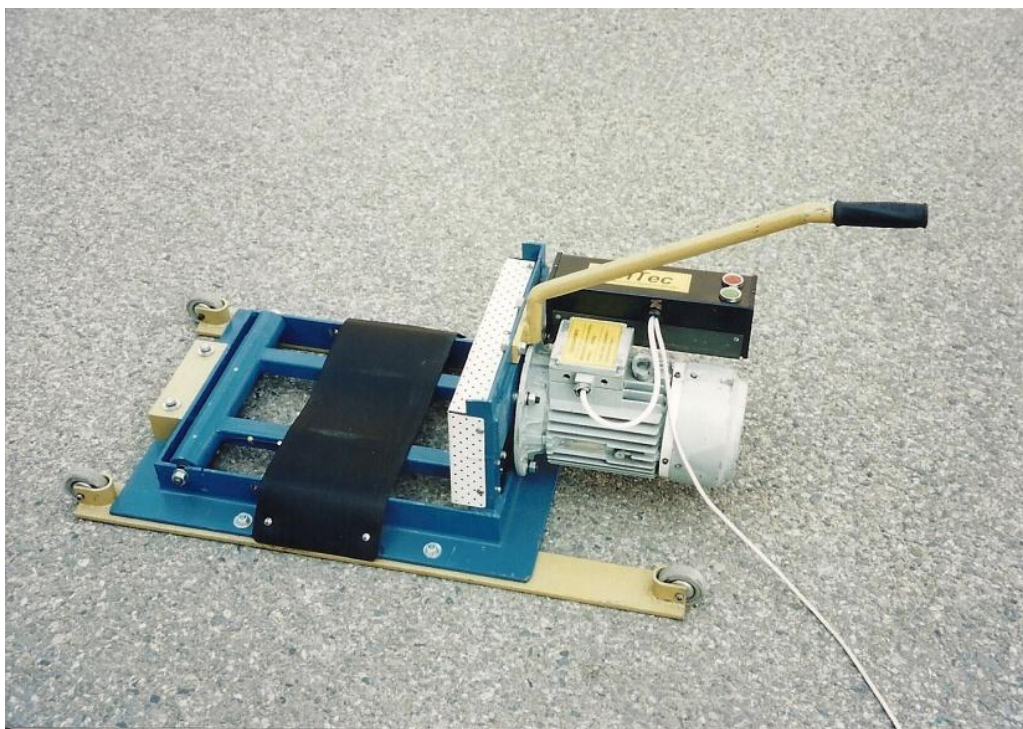
2.2 Vývoj testeru TriTec

Tester TriTec je mobilní rezonanční adhezní tester závěsu automobilového kola vyvíjený od 90. let na Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Tester je určený pro test na jednom kole. Hlavní motivací pro vývoj mobilního testeru je snaha vytvořit levný a dostupný tester pro menší provozovatele, kteří si nemohou dovolit pořízení stacionárního testeru.

2.2.1 Tester TriTec 1

Konstrukční řešení

Tester TriTec 1 (obr. 2-3) představuje první verzi testeru vyvinutého interně na ÚK v roce 1996. Základní části testeru tvořily rám, kyvná vidlice a hnací elektromotor. Kyvný rám tvaru vidlice byl vyroben ze dvou rovnoběžných čtvercových profilů a trubky, na spodní straně kyvného rámu byly nalepeny čtyři tenzometry zapojené do můstku. Kmitání kyvného rámu bylo buzeno excentrem umístěným na hřídeli hnacího elektromotoru. Excentr byl s kyvným rámem propojen pomocí dotykového hranolu a dvou šroubů. Pro zajištění potřebné doby doběhu testeru byl na hřídeli elektromotoru umístěn setrvačnický - nacházel se pod krytem ventilátoru elektromotoru, který byl kvůli umístění setrvačnicku prodloužen.



obr. 2-3 Tester TriTec 1 (pojezd s ližinami)

Manipulaci s testerem usnadňovala pojezdová kolečka. Umístění těchto koleček prošlo dvěma stádii vývoje. První verze pojezdu testeru měla na každé straně dvě pojezdová kolečka, která se naklopením testeru dostala do kontaktu s podlahou. Vzhledem k polohám těžišť motoru a setrvačníku docházelo při spuštění naprázdno k nadlehčování koleček na straně vzdálené od motoru a samovolnému pohybu testeru po podlaze. Proto byla kolečka na straně motoru demontována a na stranu vzdálenou od motoru bylo umístěno malé závaží. Pro manipulaci bylo nutné tester naklopit na kolečka nadzvednutím za madlo na straně motoru. To bylo však nepraktické, proto vznikla druhá verze pojezdu testeru, která měla dvě dlouhé ližiny s pojezdovými kolečky. Spodní strana ližin vyrobených z ocelového profilu 80x10 mm byla ve výšce jen několika milimetrů nad zemí. Po naježdění vozidla na tester došlo k průhybu ližin až k podlaze, váha vozidla tedy byla prakticky přenášena pouze dotykem ližin a podlahy, nikoli manipulačními kolečky. Nevýhodou byla značná hmotnost ližin.

Tester byl původně navržen se zdvihem uprostřed kyvného rámu 6 mm, ale hned při první zkoušce vykazoval extrémní vibrace a nekontrolovatelně se pohyboval po podlaze zkušebny. Proto bylo rozhodnuto o snížení zdvihu uprostřed kyvného rámu na 3 mm, při kterém probíhalo všechno další testování.

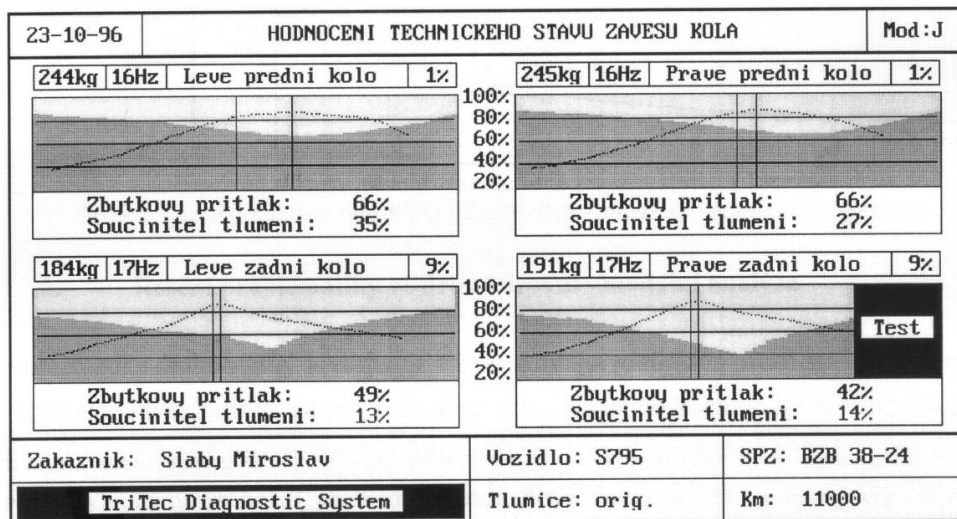
Elektronika a řízení

Přímo na testeru byla pod krytem excentru umístěna krabička se zesilovačem signálu můstkového zapojení tenzometrů vyvinutým interně na ÚK. Vedle motoru byla umístěna skříňka se stykačem, rozběhovým kondenzátorem (nouzově byl použit třífázový motor) a dvěma ovládacími tlačítky pro spuštění a vypnutí motoru.

Řídící a vyhodnocovací program pracoval v prostředí MS-DOS, naprogramován byl v jazyce Turbo Basic. K testeru příslušela PC sestava s „portable“ počítačem. Uživatel

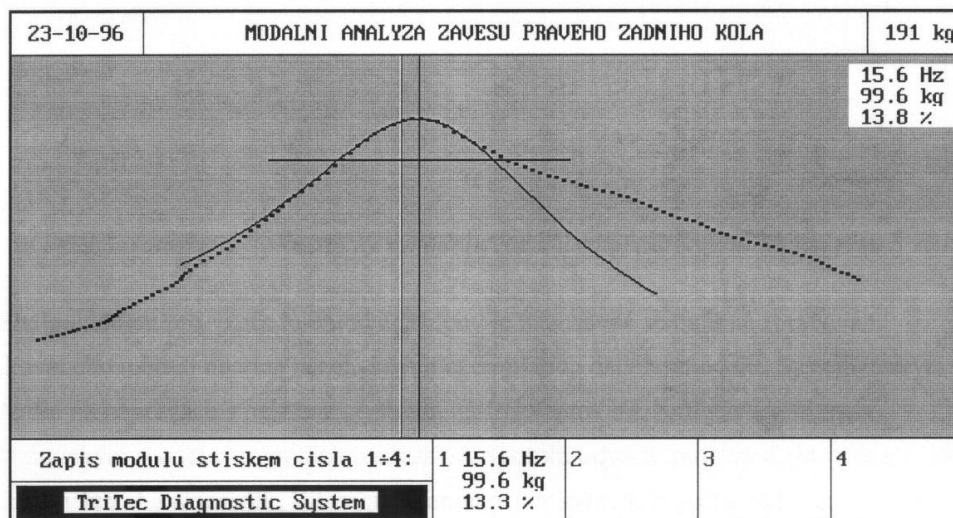
v programu vybíral kurzorem z nabídky několika základních funkcí, po výběru konkrétní funkce se mu otevřela detailní nabídka.

Vyhodnocovací algoritmus pracoval ve dvou úrovních. V základní úrovni splňoval podmínky posuzování celkového stavu nápravy dle EUSAMA. Dialogové okno pro práci v základní úrovni programu je zobrazeno na obr. 2-4. Vliv změněného budicího zdvihu byl výpočtově korigován, takže výsledky testu byly zcela srovnatelné s výsledky získanými na testerech jiných výrobců.



obr. 2-4 Dialogové okno při práci v první úrovni algoritmu [10]

Druhou úroveň algoritmu představovaly základní pomůcky pro kmitočtovou analýzu neodpružené hmoty a pro provedení částečně automatizovaného posouzení závad na nápravě. Takto byly diagnostikovány závady jako vůle v kloubech a čepech ramen nápravy, poškozená pružná ložiska hnacího agregátu, trhliny prvků závěsů a trvalé deformace karoserie ovlivňující rozložení sil na kola [11]. Dialogové okno druhé úrovně algoritmu je ukázáno na obr. 2-5.



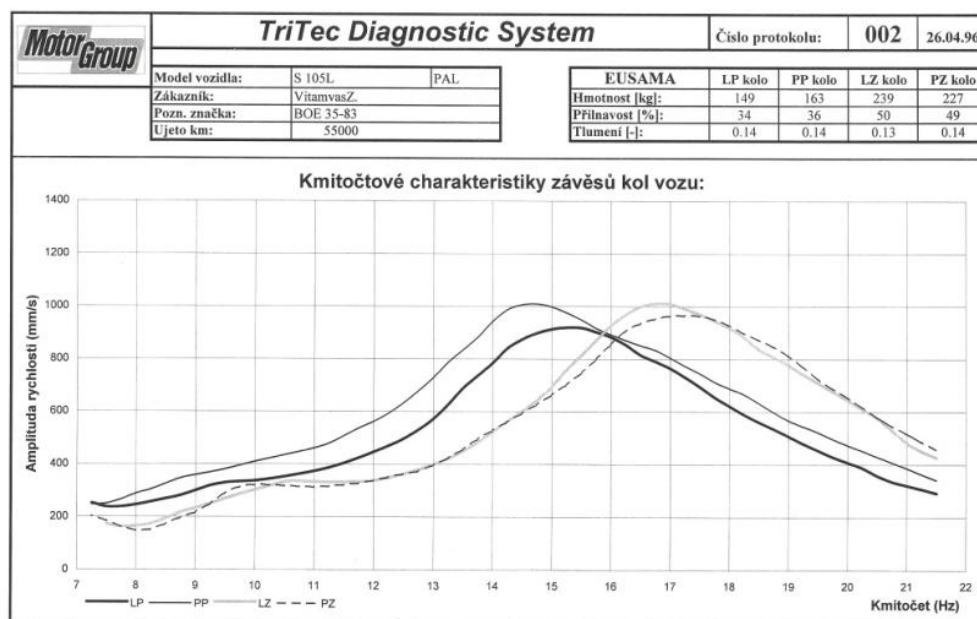
obr. 2-5 Dialogové okno v druhé úrovni algoritmu [10]

Po skončení testu všech kol bylo možné okamžitě vytisknout protokol (obr. 2-6), který obsahoval informace o zákazníkovi a vozidle a číselné výsledky testu s uvedením doporučených hodnot pro srovnání.

TribAG Auto Test Division Brno, Technická 2 tel.: 05/41143308		22-07-95 Ver.2.7	
TriTec Diagnostic System			
Zakaznik: Znamka automobilu: Specifikace:	Svoboda Milos S Favorit PAL/90	SPZ: Km:	BUE 45-26 125000
Hodnocení technického stavu zavesu kola			
	Leva strana	Rozdil	Prava strana
Pritlak prednich kol:	51%	11%	59%
Merny utlum kola:	21%	5%	25%
Hmotnost na kolo:	169kg	0%	170kg
Vlastni kmitocet:	17Hz	1%	17Hz
Pritlak zadnich kol:	46%	7%	51%
Merny utlum kola:	17%	3%	20%
Hmotnost na kolo:	269kg	1%	270kg
Vlastni kmitocet:	19Hz	1%	18Hz
Bezpecny pritlak prednich kol:	>60%		
Bezpecny pritlak zadnich kol:	>40%		
Bezpecna hodnota merneho utlumu:	>15%		
Pripustny rozdil na naprave:	< 5%		

obr. 2-6 První verze protokolu [10]

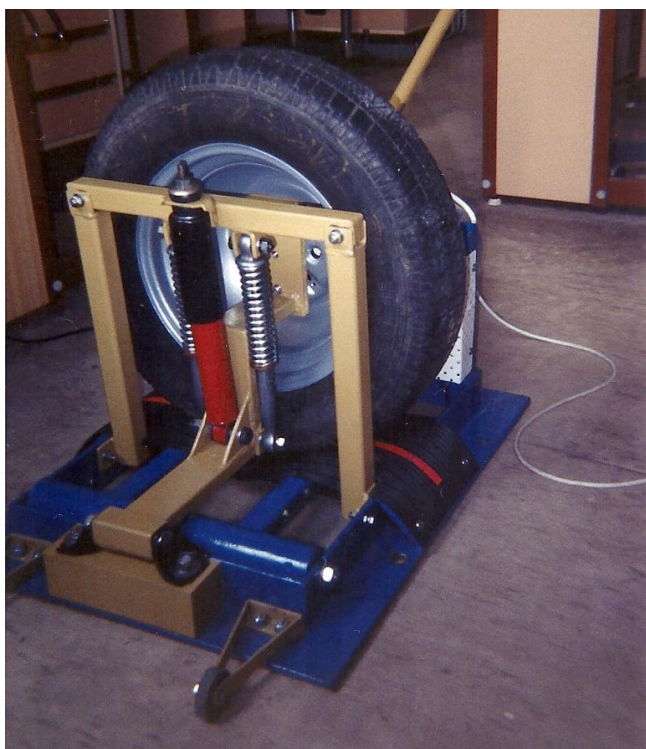
Druhá verze protokolu (obr. 2-7) obsahovala kromě údajů o zákazníkovi a vozidle také graf kmitočtové charakteristiky závěsů kol automobilu, který obsahoval křivku pro každé měřené kolo.



obr. 2-7 Druhá verze protokolu

Prezentační systém

Pro prezentaci testeru potenciálnímu zákazníkovi byl vytvořen jednoduchý prezentační systém. Byl tvořen ocelovým rámem, na kterém bylo upevněno automobilové kolo včetně tlumiče a pružiny. Bylo použito 12'' automobilové kolo a pružicí jednotky z mopedu. Tento rám bylo možné upevnit šrouby na rám testeru. Tak bylo možné předvádět průběh testu, jak je vidět na obr. 2-8, za různých podmínek - např. vyhovující tlumič, nevyhovující tlumič a podobně. Při použití kalibrovaného tlumiče a nahuštění pneumatiky na předepsaný tlak mohl systém sloužit také pro ověření správné funkce testeru. Výsledky takových ověřovacích testů se pak lišily pouze o jednotky procent.



obr. 2-8 Prezentační a kalibrační systém

Zkušební provoz

Tester byl úspěšně nasazen ke zkušebnímu provozu v autoservisu. Později byl prezentován také na výstavě Autotec a předváděn na různých prezentačních akcích. Práce s testerem se ukázala jako velmi produktivní, i přes nutnost poježdění a otáčení zkoušeného automobilu bylo možné odbavit až 10 zákazníků za hodinu [10].

Nedostatky testeru

Hlavní nedostatky testeru TriTec 1 byly obtížné ustavení kola na střed kyvné vidlice (ve směru kolmém na směr jízdy), zranitelnost tenzometrických fólií nalepených na kyvné vidlici, vysoká hmotnost ližin pojezdu a poloha těžiště blízko kraje rámu u elektromotoru. Obtížná byla také kalibrace tenzometrů na kyvném rámu - bylo nutné umístit závaží co nejpresněji na přímku ve středu kyvného rámu ve směru jízdy vozidla.

Tester TriTec 1 jako celek dnes fyzicky neexistuje. Kyvná vidlice včetně tenzometrů a zesilovače napětí byly použity při stavbě vysokofrekvenčního testeru.

2.2.2 Tester TriTec 2

Tester TriTec 2 vznikl v rámci diplomové práce Martina Laciny v roce 2006 jako vysokofrekvenční tester sportovního závěsu kola s frekvencí kmitání plošiny 50Hz. Měl být určen pro testování závěsů kol závodních aut, kde je zapotřebí vyšší frekvence kmitání zkušební plošiny, než při testování sériových aut. Byl proto poháněn elektromotorem s 3000 ot./min. Při prvním spuštění tester však vykazoval extrémní vibrace a nekontrolovatelně se pohyboval po zkušebně. Od použití elektromotoru s 3000 ot./min bylo proto upuštěno a na tester byl namontován nový elektromotor s 1500 ot./min.

Konstrukční řešení

Hlavní část testeru tvoří vibrační jednotka sloužící pro rozkmitání měřeného kola. Je tvořena kyvným rámem (převzatým z TriTec 1) na jednom konci otočně uloženém a na druhém konci rozkmitávaném vačkou (obr. 2-9). Vačka je spolu se setrvačníkem upevněna na hřídeli hnacího elektromotoru o výkonu 2,2 kW [9]. Zdvih uprostřed kyvného rámu byl u této verze testeru opět stanoven na 3 mm (amplituda 1,5 mm). Snížený zdvih oproti původní metodice EUSAMA (6 mm) má pozitivní vliv na klidné chování vozidla při testu. Manipulace s testerem je možná po naklopení na kolečka umístěná na straně motoru [9].



obr. 2-9 Tester TriTec 2

Elektronika

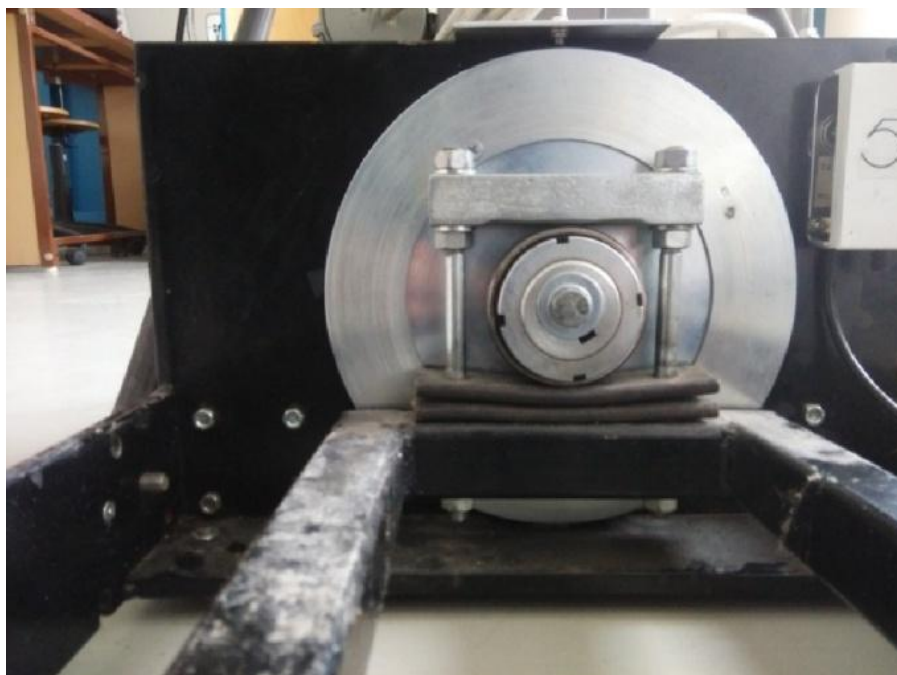
Na spodní straně kyvného rámu jsou nainstalovány celkem čtyři do můstku zapojené tenzometrické snímače pro měření přítláčné síly kola. Rozdílové napětí na můstku je zesilováno pomocí stejnosměrného zesilovače instalovaném v krabici na rámu testeru. Další zpracování signálu probíhá s pomocí řídicího programu na osobním počítači s analogově digitálním převodníkem. Tenzometry i zesilovač napětí jsou napájeny z osobního počítače, jsou tedy nezávislé na silnoproudé instalaci pro hnací elektromotor [9]. Zpracování signálu je zajištěno řídicím programem běžícím v prostředí MS-DOS. Tento program byl kompletně převzat z první verze testeru TriTec 1.

Nedostatky testeru

Tester TriTec 2 představoval profesionálnější konstrukci než TriTec 1, která zmírnila některé problémy předchozí verze - např. obtížnou manipulaci. Přesto však zůstalo několik problémů:

Přesné ustavení kola na střed kyvného rámu zůstalo obtížné. Kolo automobilu bylo ve směru jízdy automobilu samovolně vystředěno tvarem kyvného rámu - kolo zapadlo mezi dva rovnoběžné čtvercové profily [11]. Ve směru kolmém na směr jízdy bylo však vystředění zajištěno pouze přibližně obsluhou testeru. Vzhledem k použití kyvného rámu způsobovalo ustavení kola mimo střed změnu zdvihu při testu a tím i zkreslení výsledků testu [12].

Otáčení excentru vyvolávalo tečné síly působící na tester. Kmitání plošiny bylo vyvoláváno excentrem umístěným na hřídeli motoru, který byl původně propojený s kyvným rámem pouze pomocí hranolu a 2 šroubů (obr. 2-10). V tomto stavu docházelo při testu k odskakování hranolu od excentru. Proto byl excentr podložen pryžovými podložkami. Tím ale docházelo ke vzniku nežádoucích bočních sil působících na rám [12], a výraznému nárůstu spotřeby el. energie elektromotoru.



obr. 2-10 Detail propojení excentru a kyvného rámu.

Měření přítláčné síly bylo komplikované. Přítláčná síla byla měřena pomocí čtyř do můstku zapojených tenzometrů - toto řešení bylo kvůli složité montáži a vysokým výrobním nákladům nevhodné pro sériovou výrobu [11,12].

Tvar rámu ovlivňoval tuhost pneumatiky kola, což mělo podstatný vliv na výsledek testu. Tuhost pneumatiky ustavené na kyvný rám se podstatně lišila od tuhosti pneumatiky usazené na rovnou plošinu, tvar kyvného rámu se tedy jevil jako nevhodný [12].

Vyhodnocování výsledků neprobíhalo zcela automaticky. Při použití 2. úrovně vyhodnocovacího algoritmu byl nutný kvalifikovaný zásah obsluhy [12].

Kalibrace tenzometrů byla obtížná. Vyžadovala zatížení kyvného rámu uprostřed, což se realizovalo pomocí postupného zavěšování závaží, viz obr. 2-11. Tento postup byl poměrně nepraktický a zdlouhavý.



obr. 2-11 Kalibrace tenzometrů testeru TriTec 2

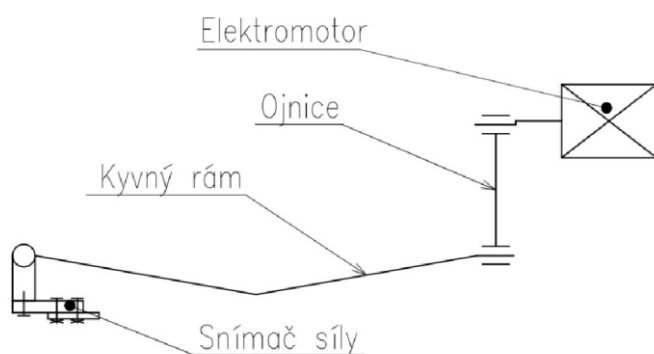
Zkušební provoz

Tester TriTec 2 byl zkušebně nasazen v autoservisech, ke komerční výrobě ale nikdy nedošlo. Práce na vývoji testeru byly pak na několik let přerušeny, tester byl využíván pouze při výuce studentů. Tester byl pouze doplněn o snímání otáček motoru - v setrvačniku byl zhotoven radiálně malý otvor, proti kterému byl orientován indukční snímač. Údaje o otáčkách byly použity k vyhodnocování měrného útlumu (jako doplňkového kritéria metodiky EUSAMA), a také při práci ve studentských cvičeních. Tester dodnes fyzicky existuje.

Odstranění nedostatků testeru TriTec 2

Odstraněním výše uvedených nedostatků se zabýval ve své bakalářské práci Milan Dvořáček v roce 2015. Práce probíhající v rámci projektu TAČRu byla zaměřena zejména na odstranění problémů s vystředěním kola na střed kyvného rámu, zjednodušení měření přitlačné síly a odstranění tečných sil vznikajících ve spojení excentru a kyvného rámu [11].

Jako výsledné řešení byl zvolen kyvný rám tvaru "V" s úhlem zalomení 160° propojený s excentrem pomocí ojnice (obr. 2-12). Snímače síly byly umístěny v místě vetknutí podpor kyvného rámu [11].



obr. 2-12 Navržený mechanismus testeru [11]

K ustavení kola na střed kyvného rámu mělo dojít samovolně až po spuštění pohonu vibrační plošiny po několika prvních vibracích. Proto měl být tester opatřen pojezdovými kolečky na obou stranách rámu, která měla být v kontaktu s podlahou i během měření (obr. 2-13) [11].



obr. 2-13 Vizualizace upraveného testeru TriTec 2 [12]

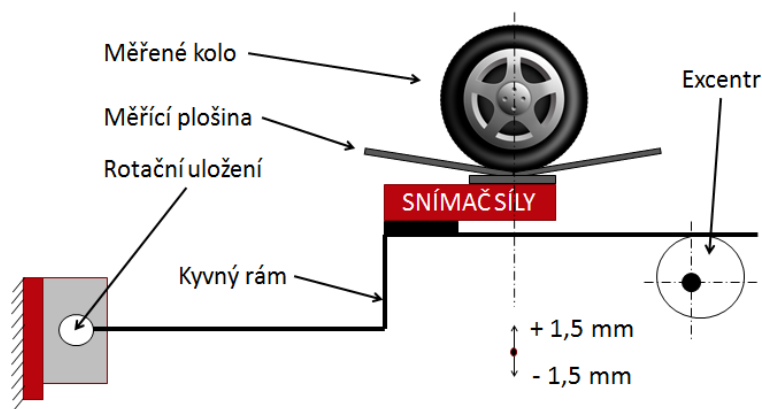
Úpravy testeru TriTec 2 fyzicky realizovány nebyly kvůli obavám o správnou funkčnost takto navrženého testeru. Tvar kyvného rámu by mohl nepřípustně ovlivnit tuhost pneumatiky a zkreslit tak výsledky testování. Dalším problémem byl stálý kontakt koleček s podlahou i během testování - tuhost koleček by mohla nepříznivě ovlivnit přesnost testování, navíc existovaly obavy o životnost ložisek v pojezdových kolečkách.

2.2.3 Tester TriTec 3

Tester TriTec 3 byl vyvinut ve spolupráci s firmou ModularTest zastoupenou Ing. Skuhravým v rámci diplomové práce Petra Nováka v roce 2016. Cílem této práce bylo odstranit konstrukční nedostatky předchozích verzí testeru - zejména problém s ustavením kola na střed testeru a zlepšení propojení excentru a kyvného rámu.

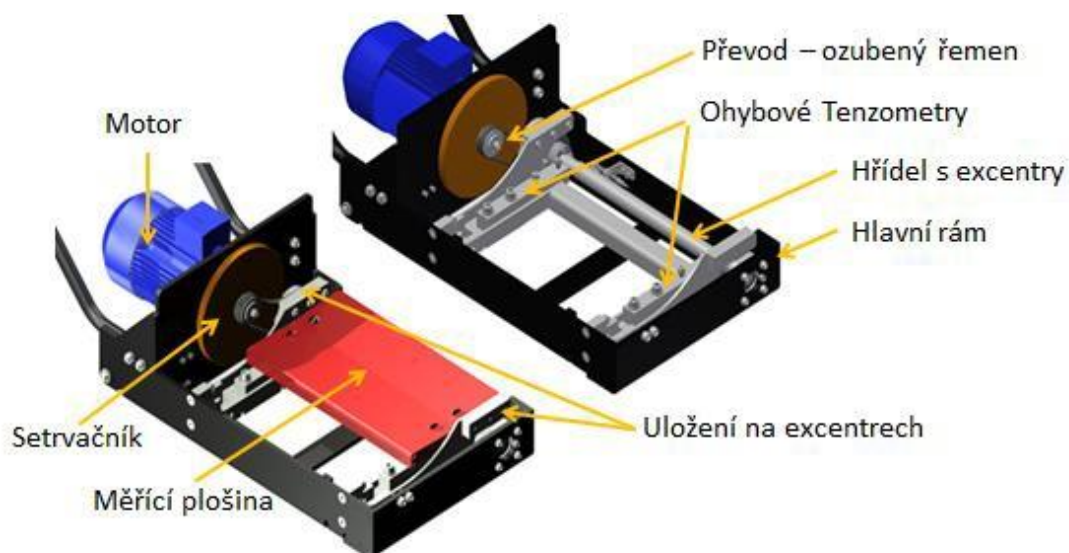
Konstrukční řešení

Tester TriTec 3 má proto osu otáčení kyvného rámu pootočenou proti předchozím verzím o 90°. Přesné ustavení kola na plošinu ve směru kolmém na směr jízdy automobilu tedy není nutné, ve směru jízdy automobilu je kolo vystředěno otevřeným "V" tvarem plošiny. Schéma mechanismu testeru je zobrazeno na obr. 2-14. Snímače síly slouží zároveň ke spojení vlastní plošiny a kyvného rámu [12].



obr. 2-14 Schéma mechanismu testeru TriTec 3 [12]

Kyvný rám testeru je na jedné straně uložen v kloubových ložiskách, na druhé straně je položen na dvou excentrech (viz obr. 2-15). Kyvný rám je k excentrům přitlačován pomocí pružin, frekvence kmitání plošiny je 22,5 Hz. Excentry jsou připevněny k hřídeli poháněné elektromotorem přes ozubený řemen. Na hřídeli elektromotoru je upevněn setrvačnick zajišťující potřebnou dobu doběhu kmitání plošiny. Manipulace s testerem je možná po naklopení testeru na pojezdová kolečka na straně motoru, pro manipulaci na delší vzdálenosti je možné namontovat další kolečka na přední část testeru [12].



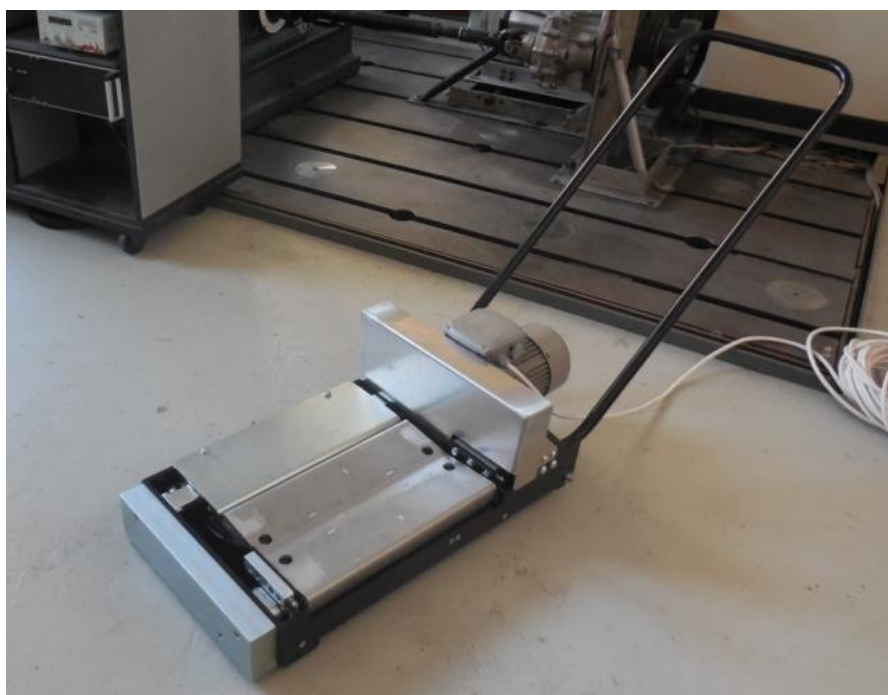
obr. 2-15 Konstrukční řešení testeru TriTec 3 [12]

Elektronika

Na testeru se nacházejí dva ohybové siloměry a indukční snímač otáček. Měřicí řetězec testeru byl navržen pouze pro ověření funkce testeru, nikoli pro komerční výrobu [12]. Pro vyhodnocení signálu ze snímačů byla používána vždy měřicí stanice DEWE-800 výrobce Dewetron. Až později byl v rámci bakalářské práce Šimona Bilíka v r. 2016 vytvořen jednoduchý uživatelský software [19]. V současné době je při měření na testeru využíván nejčastěji Dewetron nebo profesionální software od firmy ModularTest.

Zkušební provoz

Tester byl vyroben a uveden do provozu. Pro usnadnění najíždění vozidla na tester byly navrženy a vyrobeny lehké nájezdové rampy z hliníkové slitiny. Při prvním spuštění testeru se objevil problém s neklidným chodem nezatíženého testeru, což bylo způsobeno vysokými setrvačnými silami od plošiny testeru. Původní ocelová plošina byla proto nahrazena novou plošinou ze slitiny ALMg3 s nižší hmotností. Tím došlo ke zklidnění chodu nezatíženého testeru, ale i tak na něj muselo být připevněno balastní závaží o hmotnosti 16 kg (viz obr 2-16). U nové plošiny byl současně pozměněn úhel rozevření "V" tvaru - byl zmenšen ze 175° na 170° , aby docházelo k lepšímu vystředění kola ve směru jízdy auta [12].



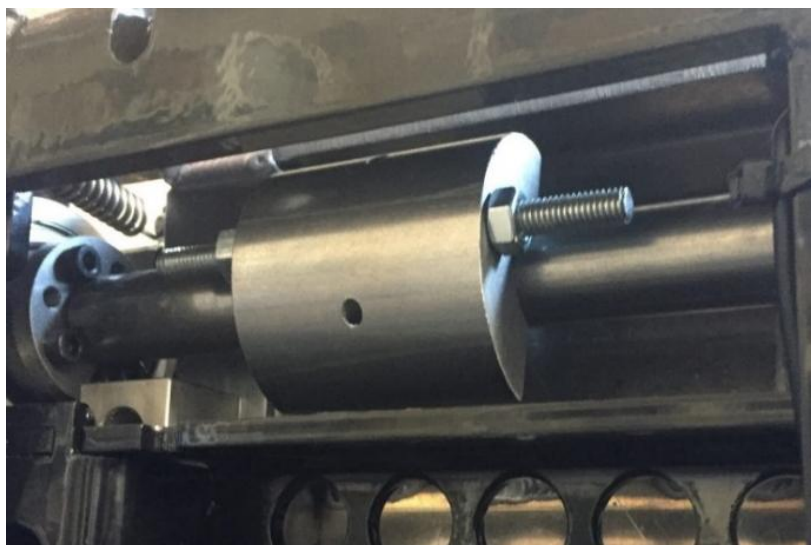
obr. 2-16 Tester TriTec 3 s balastním závažím

Hlavní nedostatky testeru TriTec 3 představují neklidný chod testeru při spuštění bez zátěže a zvýšená hmotnost vlivem umístění balastního závaží.

Odstranění nedostatků testeru

Odstranění těchto nedostatků bylo řešeno ve studentském inženýrském projektu ZKR v roce 2017. Hlavním cílem projektu bylo navrhnout a realizovat vyvažovací mechanismus pro změnu vektorové orientace setrvačných sil vibrační plošiny pro tehdejší konfiguraci testeru TriTec 3. Na základě měření vibrací na testeru bez balastního závaží a výpočtů

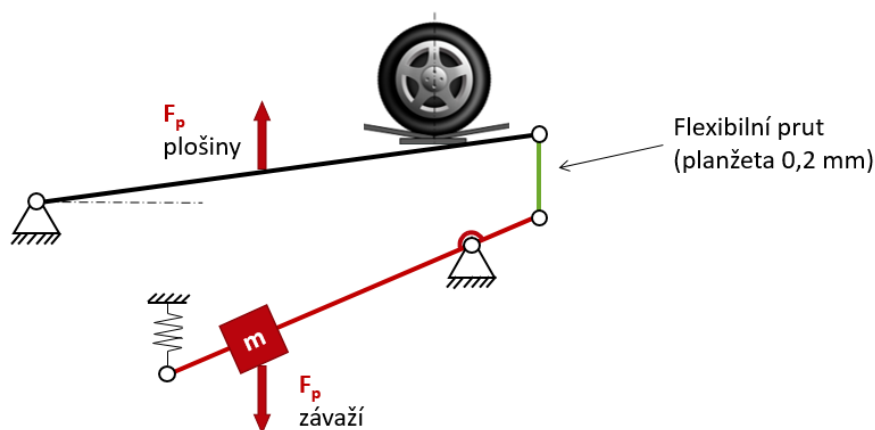
rozložení sil na jednotlivé nožky bylo navrženo nové vyvažovací závaží tvaru půlválce, které bylo následně upevněno na hřídel testeru (obr. 2-17). Závaží bylo následně optimalizováno na výslednou délku 47 mm a hmotnost 546 g [13].



obr. 2-17 Namontované vyvažovací závaží na testeru TriTec 3 [13]

Po instalaci optimalizovaného vyvažovacího závaží se choval tester klidněji i při spuštění bez zatížení, vykazoval pouze mírné vodorovné vibrace. Byla také zvýšena frekvence kmitání plošiny z 22,5 Hz na 25 Hz [13], i pak bylo chování testeru přijatelné.

V projektu byla vzhledem k připravovanému zvýšení zdvihu testeru na 4,5 mm prověřena možnost použití podobného vyvažovacího závaží i pro zvýšený zdvih. Bylo však zjištěno, že pro eliminaci vibrací od plošiny testeru by bylo nutné použít závaží délky 150 mm, což není konstrukčně možné, navíc by vznikaly extrémní vodorovné vibrace. Proto bylo přistoupeno k návrhu kinematického vyvažovacího mechanismu pro úplnou eliminaci setrvačných účinků plošiny. Byl navržen pákový vyvažovací mechanismus s jedním vyvažovacím závažím (schéma mechanismu je na obr. 2-18). Skládá se ze dvou pák, spojovací planžety a vlastního vyvažovacího závaží [13].



obr. 2-18 Kinematické schéma vyvažovacího mechanismu [13]

Princip funkce mechanismu spočívá v pohybu závaží na páce v protifázi k pohybu plošiny. Zajistí tedy úplnou eliminaci setrvačných sil působících na tester. Nesporná výhoda oproti rotačnímu nevyvážku spočívá v tom, že nevyvozuje žádné vodorovné setrvačné síly, dochází pouze k působení v ose pohybu závaží, tj. ve svislé ose [13]. Funkce tohoto mechanismu zůstane zachována i při změně otáček nebo zdvihu plošiny.

Pákový vyvažovací mechanismus zajišťuje eliminaci setrvačných sil pouze od plošiny testeru, pro zajištění eliminace setrvačných sil od excentrů je na hřídel ještě umístěno malé rotační závaží [13]. Tento kinematický vyvažovací mechanismus nebyl dosud fyzicky realizován.

2.3 Integrace diagnostické techniky do provozu autoservisu

V provozu moderních autoservisů je běžně využívána různá testovací technika, která komunikuje s uživatelem skrz uživatelské rozhraní. Uživatelská rozhraní určité skupiny testovacích zařízení jsou si velmi podobná, neboť plní podobný účel. Tuto skupinu představují zejména testery brzdových soustav, geometrie kol, závěsů kol a diagnostické linky z nich tvořené. Podstatný je rovněž způsob vzájemné komunikace měřicí, vyhodnocovací a sdělovací části testeru.

2.3.1 Testery závěsů kol

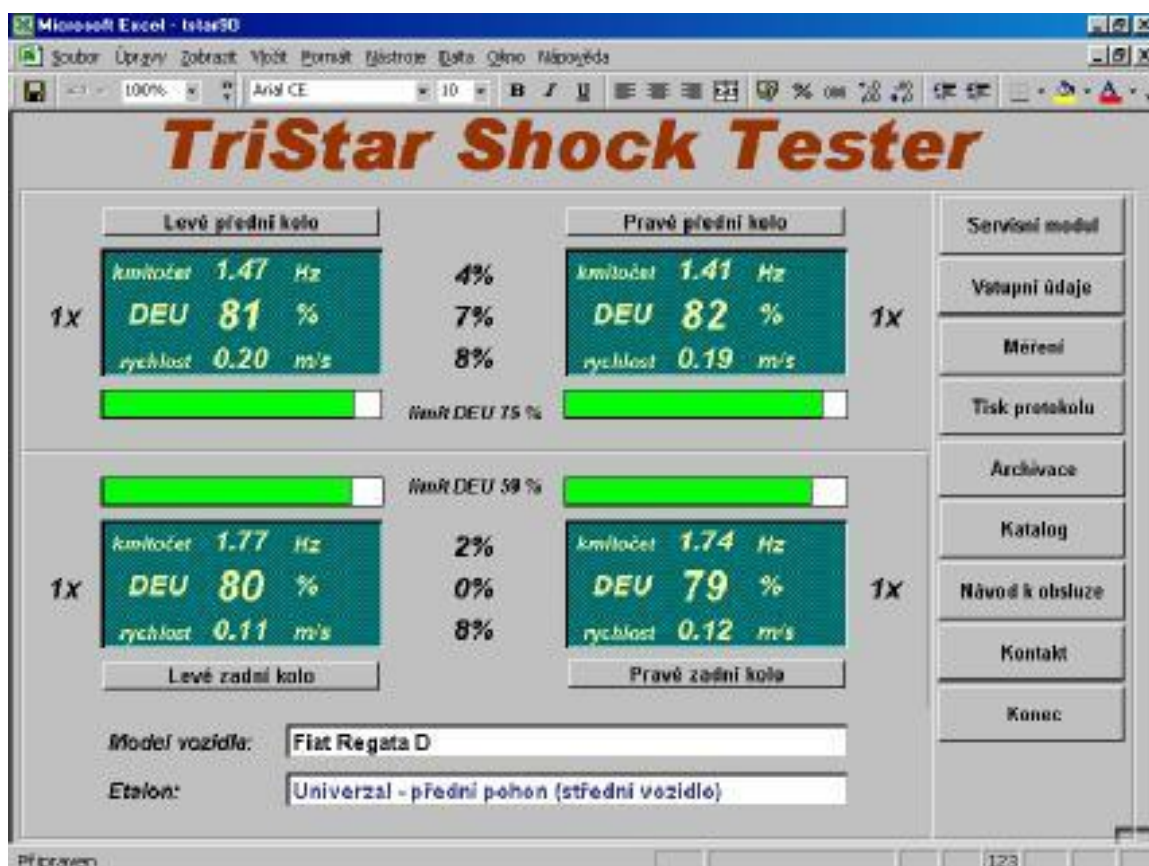
Sestavy starších stacionárních EUSAMA testerů zavěšení kol, jako např. tester Bosch SDL 260D, obsahují kromě samotného testeru obvykle také počítačový modul, zobrazovací jednotku, klávesnici, barevnou tiskárnu a dálkové ovládání [3]. Provádění testu usnadňují pokyny zobrazené na obrazovce, např. informace o správném najetí kola na testovací plošinu. Výsledky testu – hodnoty EUSAMA pro jednotlivá kola, procentuální rozdíly těchto hodnot mezi koly jedné nápravy, zatížení nápravy a rezonanční frekvenci daného závěsu kola – lze zobrazit na přehledné obrazovce s údaji pro jednu nápravu nebo pro celý automobil. Průběh přítláčné síly v závislosti na frekvenci kmitání zkušební plošiny je možné zobrazit také do grafu.

Některé testery, jako např. dokmitový tester M-Tronic SDT 2000/U (obr. 2-19) využívající ultrazvukového měření vzdálenosti, jsou vybaveny jen malým grafickým displejem, který je stejně jako řídicí jednotka součástí testeru. Součástí testeru je zabudovaná termotiskárna, kterou lze využít pro tisk protokolu výsledků měření. Existuje však i varianta spolupracující s PC [3].



obr. 2-19 Dokmitový tester M-Tronic SDT 2000/U [14]

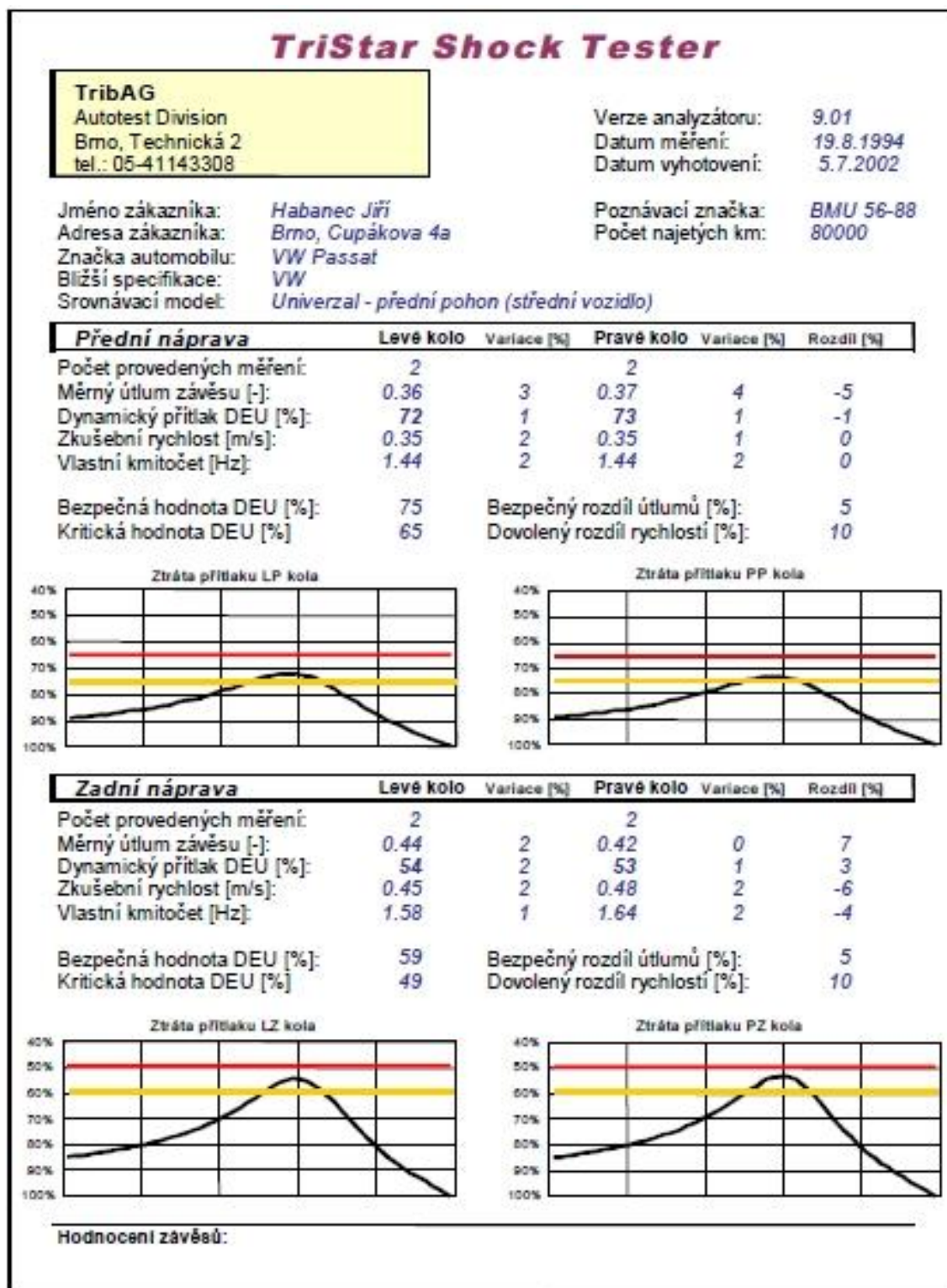
Dokmitový tester TriStar vyvinutý na Ústavu konstruování využívá měření pohybu karoserie zkoušeného automobilu pomocí odporového snímače. Řídicí program je vytvořen v programu MS Excel, uživatel program ovládá pomocí tlačítek vytvořených v sešitu MS Excel (obr. 2-20) [15].



obr. 2-20 Základní obrazovka TriStar. [16]

Samotné měření může probíhat v automatickém, nebo manuálním režimu. Výsledky testu je možné zobrazit pro každé kolo zvlášť na samostatné obrazovce včetně grafu závislosti

výchyly karoserie na čase [15]. Výsledky je možné také vytisknout jako přehledný protokol (obr. 2-21) [15]. Ostatní funkce řídicího programu ovládá uživatel na PC.



obr. 2-21 Protokol měření z testeru TriStar. [15]

Tester tlumičů ST 500 od firmy ModularTest, který se nachází v laboratořích Ústavu konstruování, je řízen osobním počítačem. Tester je s počítačem propojen kabelem. Režim

testování je spouštěn uživatelem na počítači. Testy jednotlivých závěsů kol jsou pak spouštěny automaticky po najetí kola do správné polohy na tester. Při najíždění na tester je uživatel navigován pokyny zobrazenými na obrazovce.

Jakmile proběhne testování první nápravy, je uživatel vyzván, aby najel na tester druhou nápravou. Po skončení testování druhé nápravy jsou na obrazovce okamžitě zobrazeny výsledky - vyhovující zeleně, nevyhovující červeně (obr. 2-22). Výsledky je možné ihned vytisknout do protokolu.



obr. 2-22 Výsledky testování a protokol z testeru ST 500 [7]

2.3.2 Testery brzdových soustav

Starší testery brzdových soustav, jako např. válcová zkušebna brzd Beissbarth mb6000 LC, sice zpracovávají signály snímačů měřených veličin pomocí počítače, ale výsledky testů se zobrazují na analogovém ukazateli umístěném trvale na sloupu nebo výložníku v testovací místnosti. Samotné testování se spouští automaticky po najetí kol auta na válce nebo infračerveným dálkovým ovládáním. K testeru může být také dodána skříň s tiskárnou nebo přídatný digitální displej [3]. Novější testery, jako např. Beissbarth BD 640-PC, jsou už v základní sestavě vybaveny sadou LCD displejů, tiskovou sadou, mobilní skříňkou s počítačem, monitorem, klávesnicí a myší. K dispozici je také tiskový a databázový software pro archivaci naměřených hodnot [3]. Analogový ukazatel již není použit.

U zkušebny brzd MOTEX 7700 funguje dálkový ovladač tak, že při stisknutí tlačítka, nebo tlačítkové kombinace odešle kód stisknutých tlačítek do brzdové stanice. Ovladač také odesílá informaci o trvání stisku dané kombinace. V případě ztížených příjmových podmínek od bezdrátového IR ovladače je možné využít separátní IR přijímač [3].

2.3.3 Testery geometrie kol

Většina starších testerů, jako např. Beissbarth Microline 3000 PC geometrie kol mají uživatelské rozhraní podobné jako výše uvedené testery brzdových soustav. Tester je

propojený kabelem s řídicím PC. Obsluha během testu ovládá řídicí program pomocí dálkového infračerveného ovladače [3].

Modernější způsoby komunikace s obsluhou využívá např. tester geometrie kol Beissbarth Microline 5000. Tester je řízený počítačem, který může obsluha ovládat hlasovými pokyny pomocí sluchátek a mikrofonu. Samotný tester (testovací hlavy) komunikují s PC prostřednictvím radiových vln, testovací hlavy mezi sebou komunikují infračerveným přenosem. Hodnoty měřených veličin jsou „live“ zobrazovány na přehledné obrazovce s obrázkem podvozku. Součástí dodávky testeru je jako obvykle PC, barevný CRT monitor, tiskárna a pojízdná skříň, ve které je umístěna PC sestava (obr. 2-23) [3].



obr. 2-23 Tester geometrie kol Beissbarth Microline 5000 [16]

Rádiové komunikace mezi testerem a PC využívá také zařízení na měření geometrie náprav CORGHI - EXACT 6800 [3]. Na monitoru počítače navíc animovaná grafika ukazuje postupy při seřizování různých vozidel.

Přístroj pro měření geometrie podvozku NB 8677 LV pak má na rozdíl od předcházejících zařízení dotykový displej [3].

2.3.4 Diagnostické linky

Moderní diagnostické linky jsou sestaveny z různých testerů podle požadavku provozovatele autoservisu nebo stanice technické kontroly. Patří mezi ně např. diagnostické linky od firmy BM TEST EQUIPMENT. Linka obsahuje kromě jednotlivých testerů také osobní počítač a tablet nebo chytrý telefon. Tyto součásti linky spolu komunikují bezdrátově pomocí WLAN nebo Bluetooth. Obsluha linky ovládá průběh z tabletu nebo telefonu (obr. 2-24). Data o průběhu testu jsou z každého testeru odesílány do telefonu/tabletu a z něj do osobního počítače příslušejícího k lince, na kterém je možné je také prohlížet. Obsluha může na telefonu/tabletu rovněž spustit tisk protokolu o výsledcích testování, který vždy obsahuje základní hodnocení testu vyhověl nebo nevyhověl a dále podrobnější výsledky provedených testů [17].



obr. 2-24 Okno testování brzd na telefonu obsluhy [17]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Problémem řešeným v této diplomové práci jsou konstrukční úpravy současného testeru závěsu automobilového kola TriTec 3 a odstranění jeho nedostatků.

Největším problémem testeru jsou jeho silné vibrace při spuštění testeru s nezatíženou testovací plošinou. Vibrace během samotného testování s automobilem nepředstavují problém, neboť je tester zatížen kolem testované nápravy. Problémy jsou až při kalibraci testeru, kdy je tester spouštěn bez zatížení a vlivem vibrací se někdy samovolně rozpohybuje po podlaze. Vibrace jsou způsobeny setrvačnými silami působícími na kyvný rám a plošinu testeru. Pro eliminaci jejich účinků (a odstranění vibrací) je nutné navrhnout vhodný vyvažovací mechanismus. Správnost funkce navrženého mechanismu je třeba ověřit ve vhodném multibody softwaru.

Dalším problémem testeru je obtížná manipulace s testerem při jeho převážení. Tester je nyní pro manipulaci nutné naklopit na zadní kolečka, pro přesun na delší vzdálenost je nutné připevnit ručně další dvě kolečka na přední část testeru. Proto je nutné navrhnout nový pojezd testeru, který umožní snadné zvednutí testeru na kolečka a pohodlné přesouvání testeru.

K současné verzi testeru neexistuje moderní uživatelský software. Na současném testeru se měří nejčastěji prostřednictvím měřicí stanice Dewetron. Pro komfortnější používání testeru je potřebné navrhnout nové rozhraní pro obsluhu testeru

3.2 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše

Rešerše shrnuje základní informace o průběhu adhezního rezonančního testu, historii vývoje všech verzí mobilního adhezního rezonančního testeru TriTec a integraci diagnostické techniky do provozu autoservisu.

Z první kapitoly rešerše vyplývá, že pro korektní průběh adhezního rezonančního testu je nutné přesně dodržet řadu podmínek testování. Primárním výstupem testu je hodnota standardizované adheze STA, která dokáže eliminovat vliv tuhosti pneumatiky na výsledek testu a na rozdíl od původní metodiky EUSAMA neselhává tak často u moderních vozidel.

V rámci rešerše historie vývoje verzí testeru TriTec byla věnována pozornost problémům s vibracemi testeru v nezatíženém stavu. Bylo zjištěno, že TriTec 1 netrpěl nadměrnými vibracemi díky tomu, že kyvný rám byl lehké konstrukce. Problémy se objevily až u TriTec 2 potom, co byly mezi excentr a dotykový hranol vloženy pryžové podložky, což vyvolalo velké tečné síly. Větší problém nastal až u testeru TriTec 3. Na masivnější kyvný rám tohoto testeru působí při chodu větší setrvačné síly a vznikají silnější vibrace, někdy dojde až k pohybu testeru po podlaze. Vibrace byly snižovány nejprve umístěním

balastního závaží, později instalací vyvažovacího závaží, které však zvyšuje vodorovné vibrace testeru.

Vyvažovací závaží není u zvýšeného testovacího zdvihu na 4,5 mm vhodné, protože by vedlo k dalšímu nárůstu vodorovných vibrací. Řešením je proto návrh vhodného vyvažovacího mechanismu, který bude muset být přizpůsoben stísněnému prostoru uvnitř testeru.

Poslední část rešerše se zabývá integrací diagnostické techniky do provozu autoservisů. Testery jsou ovládány nejčastěji z osobního počítače, který zároveň vyhodnocuje měření a je s měřicí částí testeru propojen kabelem. Jen některé dokmitové testery mají přímo na sobě malý displej a tlačítka. Testery TriTec byly ale spouštěny vždy manuálně tlačítkem přímo na testeru. Vyhodnocovací softwary mají řadu funkcí - kromě zobrazení výsledku testu umožňují také archivaci a srovnávání starších testů.

Pro realizaci testeru je tedy nutné zvolit způsob komunikace měřicí a vyhodnocovací části testeru a jejich podobu. Dále je nutné specifikovat, jaké výstupy z testu mají být uživateli sdělovány, archivovány a tištěny v protokolu. Rovněž je třeba vhodně zvolit míru podrobnosti sdělení.

3.2.1 Podstata a cíle diplomové práce

Podstatou této diplomové práce je vývoj mobilního dynamicky vyváženého adhezního rezonančního testeru závěsu automobilového kola. Konstrukce testeru vychází ze současné verze testeru TriTec 3 a usiluje o využití maxima součástí z původního testeru.

Hlavním cílem práce je tedy vyvinout mobilní, dynamicky vyvážený adhezní rezonanční tester závěsu automobilového kola. Tester se při chodu naprázdno (při kalibraci) musí chovat klidně, nesmí se vlivem vibrací rozpohybovat ani na kluzké podlaze. Tester musí dosahovat následujících parametrů:

- zdvih ve středu plošiny 4,5 mm
- frekvence kmitání plošiny 25 Hz
- maximální balastní zátěž 5 kg (ideálně 0 kg)

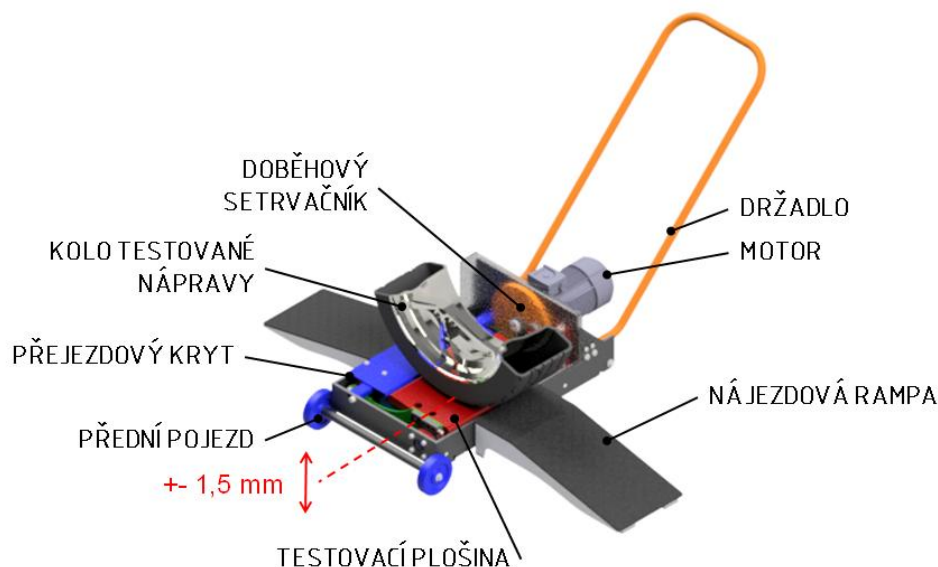
Dílčí cíle práce jsou:

- návrh konstrukčních úprav pro zvýšení zdvihu testeru
- návrh kinematického vyvažovacího mechanismu pro eliminaci setrvačných sil působících na tester
- návrh pohonu vyvažovacího mechanismu
- návrh nového dvoupolohového pojezdu testeru
- vytvořit dynamickou simulaci testeru ve vhodném multibody softwaru
- vytvořit koncepci uživatelského rozhraní testeru
- navrhnout měřicí řetězec

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Navrhované úpravy testeru lze rozdělit na 3 nezávislé části: zvýšení zdvihu testovací plošiny testeru, návrh vyvažovacího mechanismu a návrh nového pojezdového ústrojí.

Základní části současného testeru TriTec 3 jsou popsány na obr. 4-1. Navrhované úpravy se budou týkat prostoru pod testovací plošinou a prostoru u doběhového setrvačníku (nový vyvažovací mechanismus), předního pojezdu (bude nahrazen novým pojezdovým ústrojím) a hřídele pod kyvným kompletem (změna zdvihu plošiny).

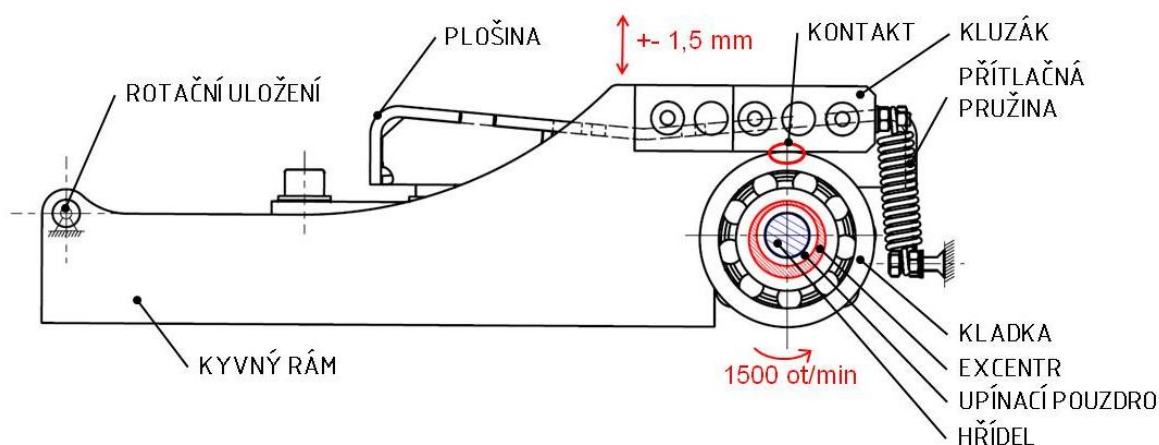


obr. 4-1 Hlavní části testeru TriTec 3

4.1 Koncepce zvýšení zdvihu plošiny

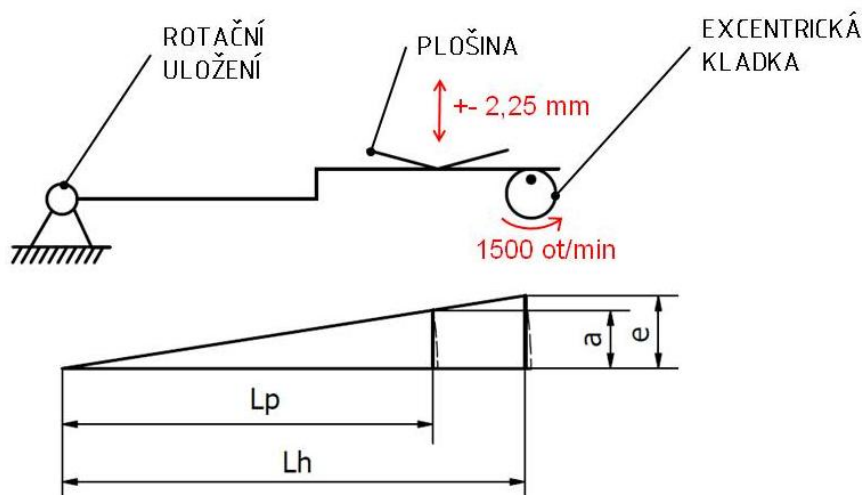
Zvýšení zdvihu plošiny je navrhováno proto, aby bylo zajištěno lepší vybuzení testovaného kola nápravy, než při současném zdvihu. Za tímto účelem byly vytvořeny tři koncepce pro zvýšení zdvihu plošiny.

Způsob vyvození zdvihu kyvné plošiny pomocí excentrických dotykových kladek je vysvětlen na obr. 4-2. Celý kyvný komplet se skládá z kyvného rámu, plošiny a dvou kluzáků a je rozkmitáván excentrickými dotykovými kladkami. Kladky jsou nasazeny na excentrech, k hřídeli jsou kladky i excentry připevněny pomocí svěrných upínacích pouzder. Kluzáky jsou ke kladkám přitlačovány pružinami, které zabráňují odskakování kluzáku od kladek při pohybu plošiny směrem dolů.



obr. 4-2 Způsob vyvození zdvihu plošiny

Pro zvýšení zdvihu plošiny z původních 3 mm na požadovaných 4,5 mm (amplituda zdvihu plošiny 2,25 mm) je nutné zvětšit excentricitu kladek. Potřebná excentricita e byla určena pomocí věty o podobnosti trojúhelníků ze schématu na obr. 4-3.



obr. 4-3 Schématické zobrazení zdvihu plošiny

Odtud vyplývá vztah pro excentricitu e :

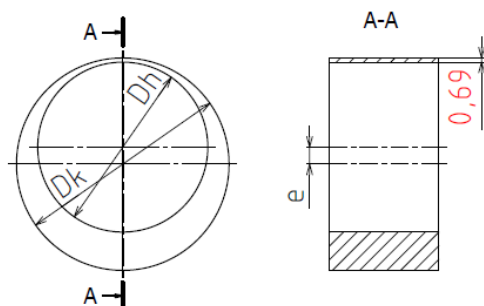
$$e = L_h \cdot \frac{a}{L_p} = 330 \cdot \frac{2,25}{264} \doteq 2,81 \text{ mm, kde} \quad (3)$$

e	[mm]	excentricita kladky
a	[mm]	amplituda zdvihu středu plošiny
L_h	[mm]	vzdálenost hřídele od osy rotace
L_p	[mm]	vzdálenost středu plošiny od osy rotace

Pro zvýšení zdvihu byla navržena tři koncepční řešení, která umožňují dosáhnout požadovaného zvětšení excentricity dotkových kladek.

4.1.1 Koncepce Zachování připojovacích rozměrů

Nejjednodušším řešením je prostá náhrada původních excentrů za nové se zvýšenou excentricitou a zachovanými připojovacími rozměry - průměru hřídele D_h a vnitřního průměru kladky D_k . Nový excentr by však měl velmi malou nejmenší tloušťku stěny, a to pouze 0,69 mm, jak je vidět na obr. 4-4.

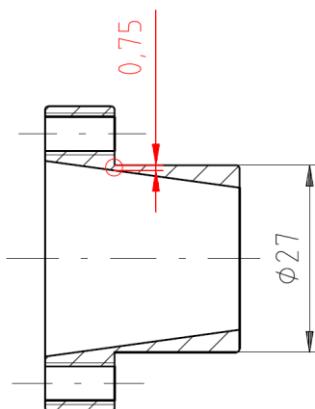


obr. 4-4 Nový excentr s původními připojovacími rozměry

Výroba součásti s takto tenkou stěnou je problematická, byla proto hledána další řešení, která by umožnila zvýšení minimální tloušťky stěny alespoň na 1 mm.

4.1.2 Koncepce Úprava upínacích pouzder

Toto řešení počítá s obrobením upínací části původního svěrného pouzdra MATIS KLCC020 tak, aby minimální tloušťka stěny excentru byla alespoň 1mm. Po obrobení vnějšího kroužku upínacího pouzdra by se však snížila minimální tloušťka jeho stěny až na 0,75 mm, jak je vidět na obr. 4-5.

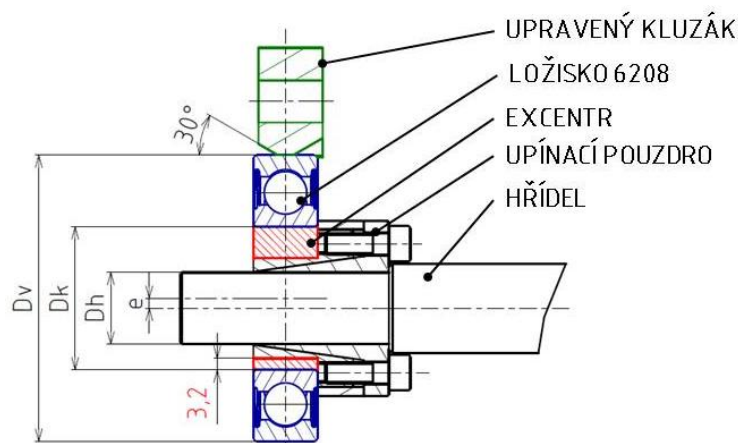


obr. 4-5 Řez obrobeným upínacím pouzdrém

U tohoto řešení existují obavy o životnost ztenčeného pouzdra kvůli hrozícímu prasknutí pouzdra v nejtenčím místě. Bylo proto hledáno ještě další řešení, které by zcela eliminovalo problémy s tenkou stěnou.

4.1.3 Koncepce Úprava kontaktu kladky a kluzáku

Toto řešení počítá s použitím kladky s větším vnitřním průměrem D_k , což umožní zvýšit tloušťku stěny excentru. Původní kladka je v podstatě jednořadé kuličkové ložisko se zesíleným vnějším kroužkem, který je navíc zaoblen s poloměrem zaoblení 400 mm. Kvůli návaznosti na další části testeru je nutné zachovat vnější průměr kladky D_v . Kladka stejného typu s větším D_k při zachování stejného D_v bohužel neexistuje, musí být proto použito běžné jednořadé kuličkové ložisko ZKL 6208 Z s vnitřním průměrem 40 mm a stejnou šířkou, jako má původní kladka. Aby byl alespoň přibližně zachován bodový kontakt kluzáku a kladky, jsou hrany kluzáku vhodně zkoseny pod úhlem 30° . Toto řešení je nakresleno na obr. 4-6.



obr. 4-6 Řez hřídelí testeru v místě kontaktu ložiska a hranolu

Tato varianta zajišťuje pohodlnou minimální tloušťku stěny excentru 3,2 mm. Bylo by však nutné nakoupit nová ložiska místo kladek a obrobit kluzáky.

4.1.4 Výběr koncepce zvýšení zdvihu plošiny

Při výběru koncepce zvýšení zdvihu plošiny byla zvažována náročnost výroby, nutnost koupě nových součástí a také případná možnost snadného návratu k původnímu zdvihu testeru.

Varianta Zachování připojovacích rozměrů je nejméně nákladná, mohou se u ní však vyskytnout problémy s výrobou excentru s velmi malou tloušťkou stěny. Realizace této varianty umožňuje snadný návrat k původnímu zdvihu plošiny.

Varianta Úprava upínacích pouzder je spojena s rizikem prasknutí upínacích pouzder po obrobení v nejtenčím místě. Dále by po obrobení pouzder nebylo možné tato případně nainstalovat zpět s excentry pro zdvih 3 mm. Bylo by nutné koupit pouzdra nová, nebo vyrobit nové excentry pro původní zdvih.

Varianta Úprava kontaktu kladky a kluzáku vyžaduje koupi dvou nových ložisek a úpravu - zkosení hran frézováním - dvou kluzáků. Pro návrat k původnímu zdvihu plošiny by bylo nutné vyrobit nové excentry do ložisek, nebo použít kladky původní a vyrobit nové kluzáky bez zkosení.

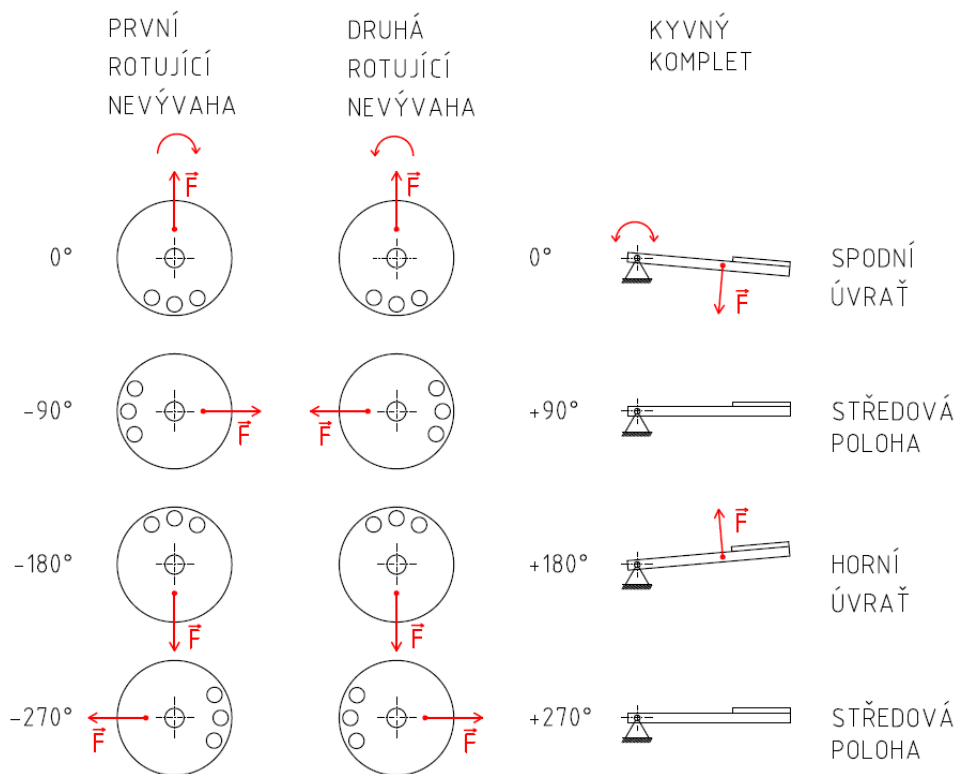
Vzhledem k nejnižším nákladům na realizaci a možnosti snadného návratu k původnímu zdvihu u varianty Zachování připojovacích rozměrů bylo rozhodnuto o zkušební výrobě excentrů. Jelikož se excentr podařilo vyrobit v požadované kvalitě, byla k realizaci zvolena právě varianta Zachování připojovacích rozměrů.

4.2 Vyvažovací mechanismus

Vyvažovací mechanismus je navrhován s cílem dosáhnout úplného vyvážení dynamických sil působících na tester. Dominantní z těch to sil je setrvačná síla působící na kyvný komplet, dále na tester působí ještě odstředivé síly od excentrických kladek. Vyvažovací mechanismus lze navrhnout dvěma odlišnými způsoby: jako rotační nebo nerotační vyvažovací mechanismus. Byly zvažovány celkem tři koncepce vyvažovacího mechanismu.

4.2.1 Rotační vyvažovací mechanismus

Rotační vyvažovací mechanismus využívá působení odstředivých sil na dvě protisměrně rotující nevývahy. Taková nevývaha může být realizována např. jako disk s odlehčovacími otvory v jedné své polovině, který se otáčí kolem své geometrické osy. Aby bylo možné docílit úplné eliminace setrvačných sil působících na kyvnou plošinu, musí být frekvence otáčení nevývah stejná, jako je frekvence kývání kyvného kompletu, tedy 25 Hz. Princip funkce rotačního vyvažovacího mechanismu je vysvětlen na obr. 4-7:



obr. 4-7 Princip funkce rotačního vyvažovacího mechanismu (F - setrvačná síla působící na daný prvek)

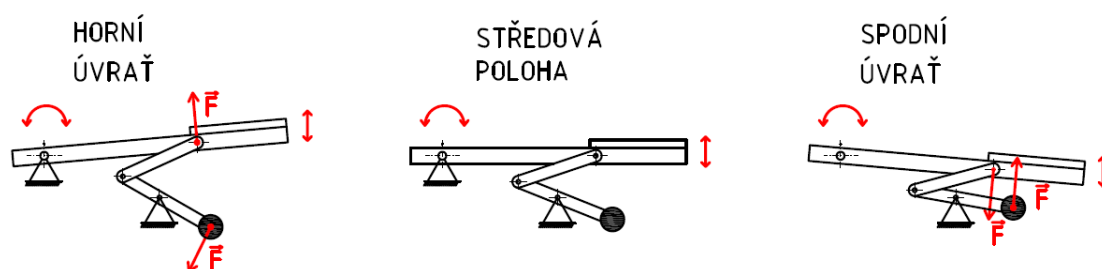
Protiběžné nevývahy musejí být navrženy tak, aby každá vyvozovala stejnou vyvažovací sílu. Když je tato podmínka splněna, dochází v každém okamžiku k vzájemné eliminaci vodorovných složek vyvažovacích sil. Dvojice takových nevývah potom nevyvozuje ve vodorovném směru žádnou nežádoucí sílu.

Vyvažovací síla každé z nevývah by teoreticky měla odpovídat polovině setrvačné síly působící na plošinu. Otáčení protiběžných nevývah musí být oproti otáčení hřídele s excentry fázově posunuto tak, aby v úvratích plošiny působily vyvažovací síly od obou nevývah v opačném směru, než působí setrvačná síla na plošinu.

Působíště vyvažovacích sil by měla být co nejbližší působíšti setrvačné síly působící na plošinu. S rostoucími vzdálenostmi mezi těmito působíšti rostou také parazitní silové momenty od vyvažovacích sil, které mohou mít na chování testeru nepříznivý dopad.

4.2.2 Pákový vyvažovací mechanismus

Pákový vyvažovací mechanismus využívá působení setrvačné síly na závaží na páce, které koná kyvný pohyb. Kyvný pohyb páky musí mít stejnou frekvenci jako pohyb kyvné plošiny testeru. Princip funkce kyvného mechanismu je vysvětlen na obr. 4-8.



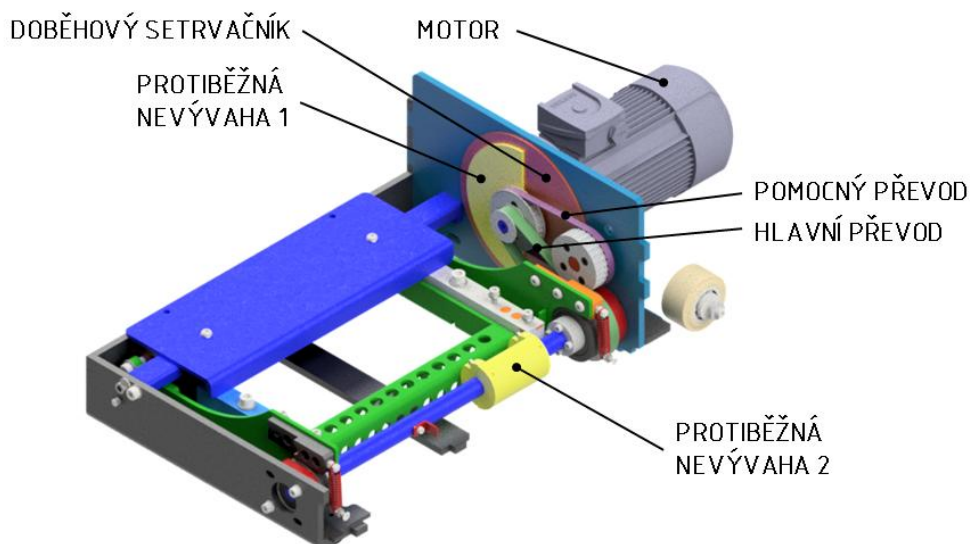
obr. 4-8 Princip funkce pákového vyvažovacího mechanismu (F - setrvačná síla působící na daný prvek)

Závaží spojené pákami s kyvným kompletem se pohybuje vždy v opačném směru než kyvný komplet. Mechanismus musí být navržen tak, aby setrvačná síla působící na závaží v úvratí byla stejně velká, jako setrvačná síla působící na kyvný komplet.

Vodorovná složka setrvačné síly působící na závaží není nijak eliminována a sčítá se s vodorovnou složkou setrvačné síly působící na kyvný komplet. Pro správnou funkci mechanismu je žádoucí, aby působíště setrvačných sil působících na kyvný komplet i závaží ležela co nejbližší u sebe, nebo aby alespoň vektory těchto sil ležely v jedné rovině. S rostoucí vzdáleností těchto působíšť rostou nežádoucí silové momenty, které mohou mít nežádoucí vliv na chování testeru.

4.2.3 Koncepce Koaxiální uspořádání

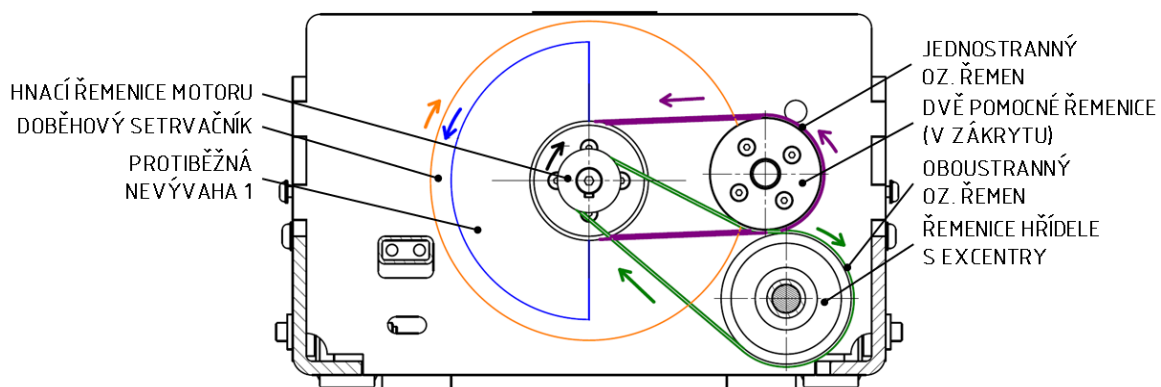
Tato koncepce počítá s využitím dvou rotujících protiběžných nevývah. První nevývaha má podobu půlkruhového disku a je umístěna v ose motoru. Druhá nevývaha má podobu půlválce a je umístěna na hřídeli s excentry, jak je vidět na obr. 4-9. Doběhový setrvačník je pevně spojen s hřídelí motoru a oproti původnímu setrvačníku je ztenčen tak, aby před něj bylo možné vložit první protiběžnou nevývahu.



obr. 4-9 Koaxiální uspořádání - pohled do testeru

Pohon testeru je znázorněn na obr. 4-10. Hlavní převod je realizován oboustranným řemenem, který pohání od motoru hřídel s excentry a pomocnou hřídel. Vhodným vedením oboustranného řemene je zajištěno, aby se pomocná hřídel otáčela v opačném smyslu, než hřídel motoru i hřídel s excentry. Na hřídeli s excentry i pomocné hřídeli jsou nasazeny řemenice stejného průměru, takže se obě hřídele otáčejí stejnými otáčkami.

Pomocný převod je realizován jednostranným ozubeným řemenem, který pohání od pomocné hřídele první nevývahu. První nevývaha je spojena se svou řemenicí pomocného převodu, která je nasazena na ložisku na hřídeli motoru. Díky ložisku se tak první nevývaha může otáčet v opačném smyslu, než hřídel motoru.

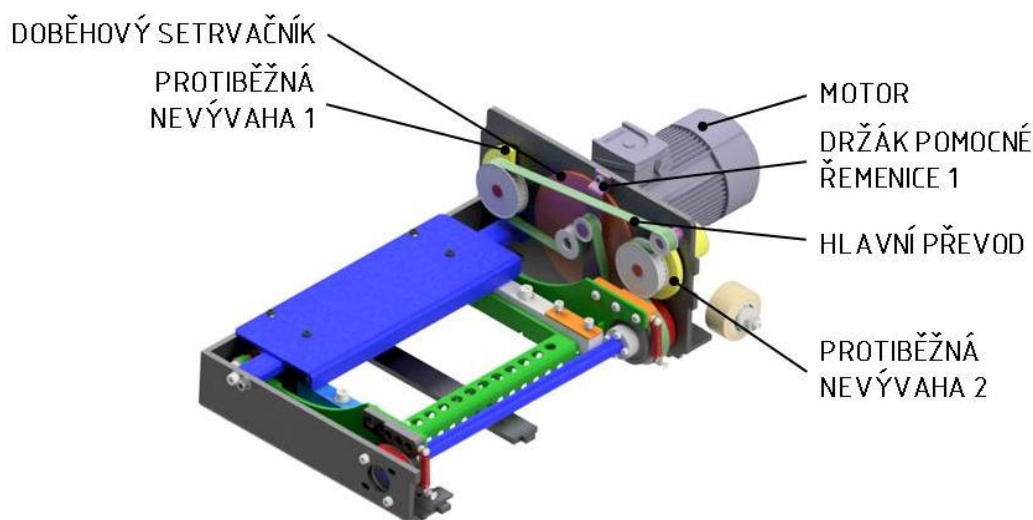


obr. 4-10 Schéma pohonu koncepce Koaxiální uspořádání

4.2.4 Koncepce Uspořádání na dvě hřídele

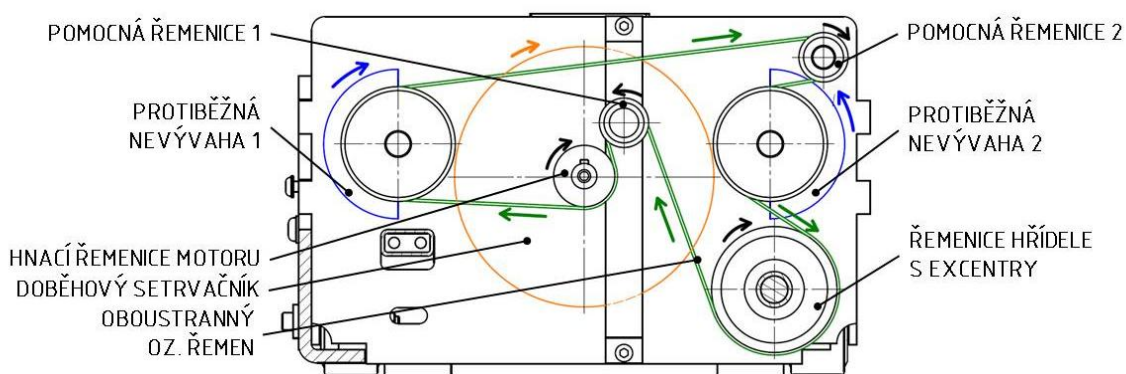
Tato koncepce stejně jako předchozí využívá dvou protiběžně rotujících nevývah. Nevývahy zde mají podobu půlkruhových disků, každá nevývaha je umístěna na své hřídeli, jak je vidět na obr. 4-11. Hřídele setrvačníků jsou uloženy v ložiskových domcích vně rámu testeru. Tyto domky umožňují uložení hřídelí setrvačníků vždy do dvou

jednořadých kuličkových ložisek. Doběhový setrvačnick je pevně spojen s hřídelí motoru, oproti původnímu setrvačnicku je ztenčen tak, aby před ním mohly rotovat nevývahy.



obr. 4-11 Uspořádání na 2 hřídele - pohled do testeru bez krytů a části rámu

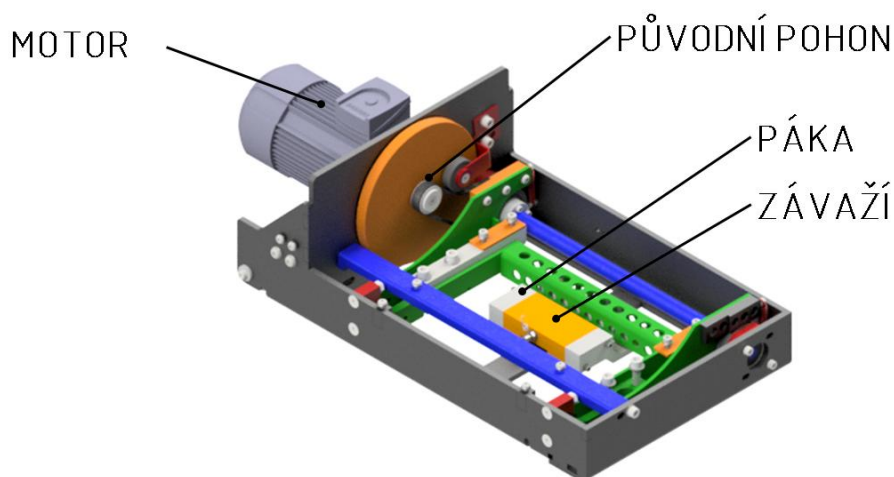
Pohon testeru je znázorněn na obr. 4-12. Je použit jeden oboustranný ozubený řemen, který je veden přes celkem šest řemenic. Vhodným vedením řemene je zajištěno, že se hřídele první a druhé protiběžné nevývahy otáčejí v opačném smyslu. Pro správné vedení řemene jsou použity i dvě pomocné řemenice. První pomocná řemenice, umístěná na držáku před doběhovým setrvačnickem, slouží zejména ke zvýšení úhlu opásání řemene na hnací řemenici motoru. Druhá pomocná řemenice slouží také jako napínací.



obr. 4-12 Uspořádání na 2 hřídele -schéma pohonu - řez testerem

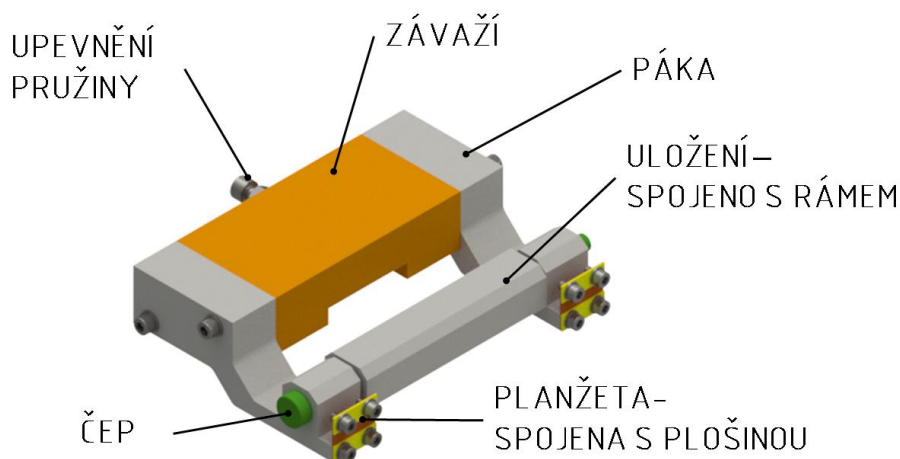
4.2.5 Koncepce Pákové uspořádání

Toto řešení využívá k vyvození vyvažovací síly pákový mechanismus umístěný pod kyvnou plošinou. Tato koncepce byla navržena v rámci studentského projektu ZKR 2017 [13]. Pohon testeru zůstává v tomto případně původní, bez úprav. Pákový vyvažovací mechanismus je umístěn uvnitř testeru pod plošinou, jak je vidět na obr. 4-13.



obr. 4-13 Pákové uspořádání - pohled do testeru bez krytů a plošiny

Pákový mechanismus se skládá ze závaží a dvou bočních pák, viz obr. 4-14. Páky jsou spojeny s kyvnou plošinou pomocí pružných planžet, které vyrovnávají vodorovné posuvy způsobené neshodnými osami otáčení pák a kyvné plošiny. Pro zamezení zatěžování planžet v tlaku je závaží spojeno pružinou s přejezdovým krytem testeru. Uložení pákového mechanismu je upevněno ke spodní příčce rámu testeru.



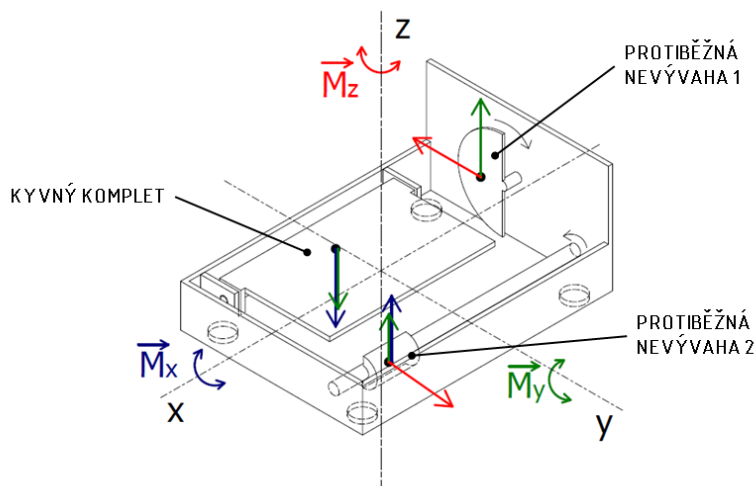
obr. 4-14 Sestava pákového vyvažovacího mechanismu

4.2.6 Dynamické simulace

Pro lepší posouzení koncepcí vyvažovacího mechanismu bylo provedeno několik dynamických simulací v softwaru MSC Adams View 19. Simulace dokážou postihnout i dopady působení nežádoucích silových momentů, které vznikají vlivem rozdílných (vzdálených) působišť setrvačných a vyvažovacích sil, na chování testeru. Nejprve byla simulována původní konfigurace testeru a konfigurace se zesílenou rotující nevývahou. Z koncepčních řešení byly vybrány pro simulaci dvě nejperspektivnější (viz kap. 4.2.7) koncepce Koaxiální uspořádání a Pákové uspořádání.

Nežádoucí silové momenty

Na tester mohou působit celkem tři nežádoucí silové momenty M_x , M_y a M_z . Vznikající momenty jsou pro variantu Koaxiální uspořádání společně se silami, kterými jsou vyvolány, znázorněny na obr. 4-15. Ke každému momentu je stejnou barvou znázorněna silová dvojice, která tento moment vyvolává.



obr. 4-15 Nežádoucí silové momenty u koncepce Koaxiální uspořádání

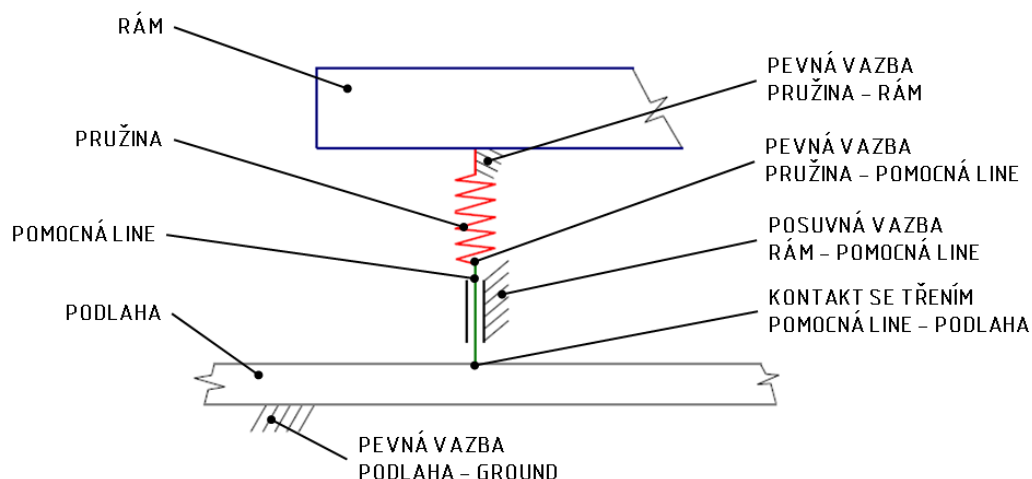
Směr působení každého z momentů se mění s frekvencí kmitání kyvného kompletu. U koncepce Koaxiální uspořádání jsou momenty vyvolány působením setrvačné síly na kyvný komplet a vyvažovací silami obou rotujících nevývah.

U koncepce Pákové uspořádání jsou momenty vyvolány setrvačnou silou působící na kyvný komplet a vyvažovací silou závaží na páce. Vzdálenost působišť sil je u této koncepce velmi malá, nejsou tedy očekávány větší problémy vyvolané nežádoucími silovými momenty.

Uspořádání simulačního modelu

Do Adamsu není vhodné importovat detailní 3D model testeru, neboť tento model obsahuje velký počet součástí, kterým by bylo nutné v Adamsu jednotlivě přiřazovat hmotové parametry. Potom by bylo nutné všechny součásti ručně zavazbit do celků odpovídajícím podsestavám v Inventoru. Tento postup by byl extrémně zdoluhavý a vzhledem k nepřívětivému uživatelskému prostředí Adamsu téměř nemožný.

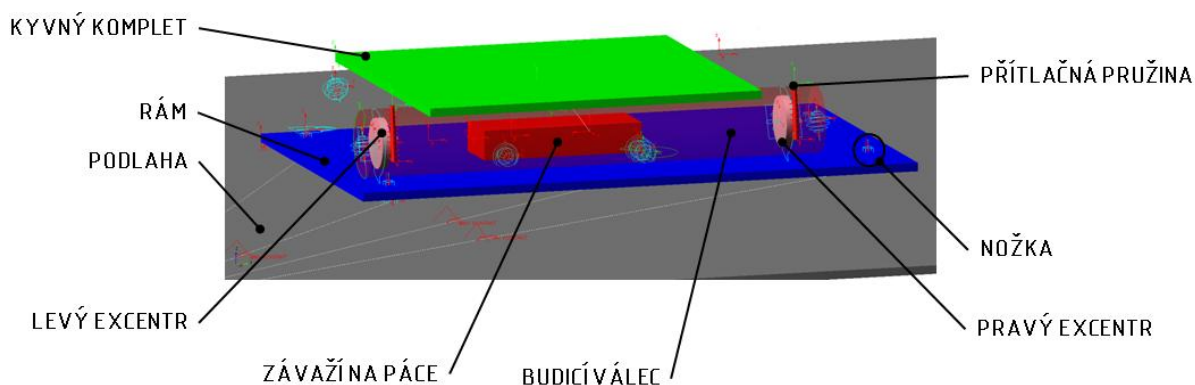
Model proto obsahuje pouze jednoduché geometrické objekty, které odpovídají reálným částem testeru svými ostatními vlastnostmi: hmotností, polohou těžiště a momenty setrvačnosti. Jedná se vždy o tuhá tělesa (rigid bodies). Objekty jsou vzájemně vhodně zavazbeny tak, aby vazby co nejlépe simulovaly reálné části testeru. Uspořádání modelu pro simulaci původní konfigurace, konfigurace zesílené rotační nevývahy a koncepce Koaxiální uspořádání je ukázáno na obr. 4-16. Zobrazená geometrie objektů v modelu představuje pouze grafickou reprezentaci těles, vazby či konstrukční body tělesa (markery) mohou ležet i mimo zobrazené objekty, přesto jsou nedílnou součástí tělesa.



obr. 4-17 Uspořádání nožky v modelu

Nožka obsahuje pružinu proto, aby dokázala zajistit rozložení tíhy testeru na všechny nožky testeru.

Pro simulaci koncepce Pákové uspořádání byl model upraven do podoby na obr. 4-18.

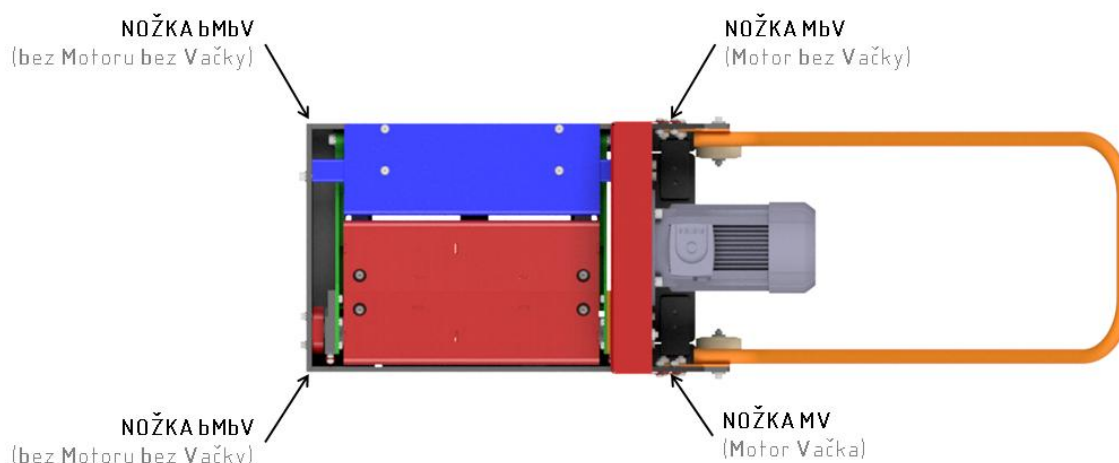


obr. 4-18 Uspořádání modelu pro koncepci Pákové uspořádání

Tento model neobsahuje protiběžné nevývahy, ale obsahuje objekt Závaží na páce, který reprezentuje pohyblivou část pákového mechanismu. Závaží je v modelu spojeno s kyvným kompletem pomocným nehmotným objektem Planžeta (line), který slouží ke kinematickému vybuzení modelu

Jako kritéria posouzení kvality chování testeru v různých konfiguracích (původní, s vyvažovacím mechanismem a další), byla zvolena velikost přítláčné síly na nožku a velikost posunu nožky po podlaze za zvolený čas. Obě tyto veličiny lze v Adamsu měřit v místě kontaktu nožky (pomocné line) a podlahy.

Tester má čtyři nožky v rozích rámu, všechny byly v simulaci sledovány. Pojmenování nožek pro další kapitoly je vysvětleno na obr. 4-19.



obr. 4-19 Pojmenování nožek testeru

Určení vstupních hodnot

Při tvorbě simulačního modelu byly vytvořeny nejprve objekty reprezentující jednotlivé části testeru. Většina rozměrů těchto objektů je zvolena s cílem získat graficky přehledný model. Skutečnosti však přesně odpovídají všechny polohy vazeb, těžišť objektů a všechna geometrie použitá pro kinematické buzení modelů.

U každého objektu modelu byly ručně zadány následující parametry:

- hmotnost [kg]
- souřadnice těžiště x, y, z [mm]
- momenty setrvačnosti vzhledem k těžišti I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} [$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$]
- souřadnice markerů (bodů pro vazby) x, y, z [mm]

Všechny tyto hodnoty byly získány z 3D modelu kompletního testeru vč. vyvažovacího mechanismu vytvořeného v programu Autodesk Inventor 2019. Na začátku tvorby modelu byl kompletní model testeru vhodně zarovnán do prvního oktantu kartézského souřadného systému ($x > 0, y > 0, z > 0$). Ve stejném oktantu pak byla v Adamsu tvořena geometrie simulačního modelu. Souřadnice bodů změřených v Inventoru bylo pak možné zapsat v Adamsu bez přepočtu.

Pro zjištění potřebných parametrů modelových objektů v Adamsu bylo nutné v Inventoru vytvořit 3D modely obsahující vždy pouze reálné části testeru odpovídající danému modelovému objektu v Adamsu. Každý tento model (např. s částmi pro modelový objekt Kyvný komplet) vznikl postupným vymazáním ostatních částí testeru (odpovídajících jiným modelovým objektům) z původního zarovnaného 3D modelu testeru. Z takto připraveného modelu bylo možné přímo odečíst a přepsat všechny parametry do Adamsu bez přepočtů.

Vyvažovací objekty v modelech byly vytvořeny tak, aby zajišťovaly úplné vyvážení setrvačné síly působící na kyvný komplet. Nejprve bylo nutné určit setrvačnou sílu působící na kyvný komplet v jeho úvratích - jedná se o nejvyšší setrvačnou sílu, která na kyvný komplet působí.

Setrvačná síla působí v těžišti kyvného kompletu. Pro určení její velikosti je nutné znát hmotnost kyvného kompletu a tečné zrychlení v jeho těžišti v čase úvratě kyvného

kompletu. Zrychlení v těžišti kyvného kompletu bylo určeno ze základního vztahu pro zrychlení harmonického pohybu:

$$a_k = y_m \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t_u), \text{ kde:} \quad (4)$$

a_k	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	velikost zrychlení těžiště kyvného kompletu
y_m	$[\text{m}]$	amplituda kmitání těžiště kyvného kompletu
ω	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	velikost úhlové rychlosti
t_u	$[\text{s}]$	čas úvratě plošiny

V první úvratí plošiny platí:

$$t = \frac{T}{4} = \frac{1}{4 \cdot f}, \text{ kde:} \quad (5)$$

T	$[\text{s}]$	perioda kmitání kyvného kompletu
f	$[\text{Hz}]$	frekvence kmitání kyvného kompletu

V úvratí plošiny je rychlost kyvného kompletu nulová, a proto je i normálové zrychlení v úvratí nulové. Platí:

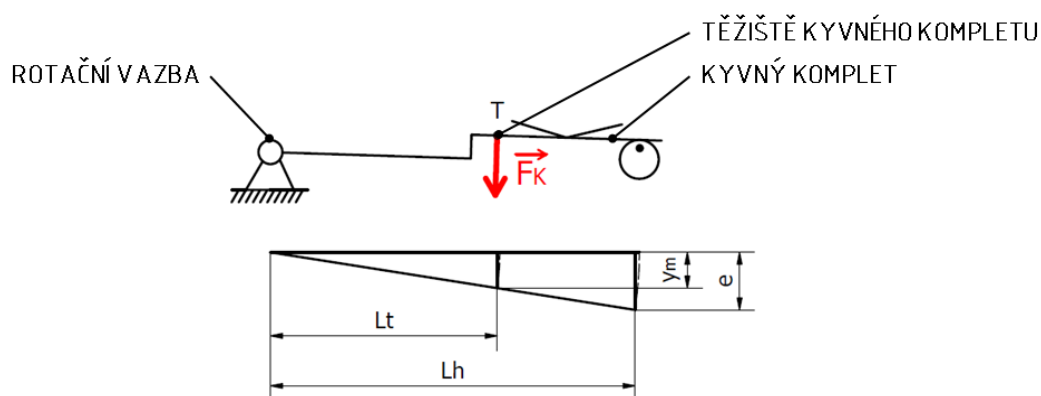
$$a_k = a_{tk}, \text{ kde:} \quad (6)$$

a_{tk}	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	velikost tečného zrychlení těžiště kyvného kompletu
----------	----------------------------------	---

Velikost tečného zrychlení kyvného kompletu je potom:

$$\begin{aligned} a_{tk} &= y_m \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t_u) = y_m \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot f \cdot \frac{1}{4 \cdot f}\right) = \\ &= y_m \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = y_m \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (7)$$

Amplituda kmitání těžiště kyvného kompletu byla určena podle schématu na obr. 4-20.



obr. 4-20 Určení amplitudy kmitání těžiště kyvného kompletu

Z věty o podobnosti trojúhelníků vyplývá:

$$y_m = L_t \cdot \frac{e}{L_h} = 186 \cdot \frac{2,81}{330} = 1,58 \text{ mm, kde:} \quad (8)$$

e	[mm]	excentricita kladky
y_m	[mm]	amplituda kmitání těžiště plošiny
L_h	[mm]	vzdálenost hřídele od osy rotace
L_t	[mm]	vzdálenost těžiště od osy rotace

Setrvačná síla působící na kyvný komplet se potom určí jako:

$$F_K = m_k \cdot a_{tk} = m_k \cdot y_m \cdot \omega^2 = m_k \cdot y_m \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 = \quad (9)$$

$$= 14,2 \cdot 0,00158 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 25)^2 \doteq \doteq 554 \text{ N, kde:}$$

F_K	[N]	setrvačná síla působící v těžišti kyvného kompletu
a_{tk}	[m·s ⁻²]	velikost tečného zrychlení těžiště kyvného kompletu
ω	[rad·s ⁻¹]	velikost úhlové rychlosti
y_m	[m]	amplituda kmitání těžiště kyvného kompletu
m_k	[kg]	hmotnost kyvného kompletu
f	[Hz]	frekvence kmitání kyvného kompletu

V následujících simulacích byly obě rotující nevývahy navrženy tak, aby vyvozovaly sílu $F_K/2=554/2=277 \text{ N}$, vyvažovací závaží pak vyvozuje sílu $F_K=554 \text{ N}$.

Simulace původního stavu

Původním stavem testeru je rozuměna následující konfigurace testeru:

- zdvih ve středu plošiny 3 mm
- frekvence kmitání plošiny 25 Hz
- instalovaný rotující nevývažek Ø 65 mm, délky 47 mm
- balastní zátěž 0 kg

Pro simulaci této konfigurace byl použit první popisovaný model (obr 4-17) s tím rozdílem, že objekt první protiběžné nevývahy byl deaktivován. Ostatním objektům modelu byly nastaveny parametry odpovídající simulované konfiguraci.

Výsledky této simulace lze považovat za referenční vzhledem k dalším konfiguracím. Subjektivně je hodnoceno chování testeru v této konfiguraci jako přijatelné, byť ne zcela ideální. Tester při chodu bez zatížení vykazuje znatelné vodorovné vibrace, ale vlivem těchto vibrací se rozpohybuje po podlaze jen zřídka, v závislosti na rovinnosti a hladkosti podlahy.

Prvním výsledkem simulace je průběh přítláčných sil na nožky testeru. V Adamsu byl tento přítlak zjišťován měřením síly v každém kontaktu nožky (pomocné line) a podlahy, přičemž v kontaktu byl nastaven koeficient tření 0,3.

Ukázalo se, že velikost sil působících na nožky nemá sinusový průběh, navíc u nožek bMV a MV dochází k poklesu přítlaku až na nulu. Grafy průběhů přítláčných sil na jednotlivé nožky jsou pro všechny simulované konfigurace uvedeny v příloze P1.

Dalším sledovaným kritériem byl posun nožek testeru po podlaze. Měření tohoto posunu bylo v Adamsu realizováno měřením posunu kontaktního bodu nožky s podlahou u každé nožky testeru ve směrech X a Y po dobu 5 s. Tabulky s hodnotami posunů nožek jsou

společně s minimálními přitlačnými silami na nožky a případnou dobou trvání nulového přitlaku uvedeny pro všechny simulované konfigurace v tabulkách v příloze P2.

Simulace testeru se zesílenou rotující nevývahou

Smyslem této simulace bylo ověřit, že úplné vyvážení testeru jednou rotující nevývahou na hřídeli s excentry není vhodné. Jelikož už stávající rotující nevývaha způsobuje znatelné vodorovné vibrace testeru, bylo předpokládáno, že nová nevývaha vyvolující větší vyvažovací sílu by tyto vibrace jistě zhoršila. Tato hypotéza byla ověřena simulací následující konfigurace testeru:

- zdvih ve středu plošiny 4,5 mm
- frekvence kmitání plošiny 25 Hz
- instalovaný rotující nevývažek Ø 65 mm, účinné délky 138 mm
- balastní zátěž 0 kg

Stejně jako v předchozí simulaci byl sledován průběh přitlačných sil na nožky a posun nožek testeru po podlaze. Ve srovnání s původní konfigurací dochází ke zlepšení přitlaku na nožkách, nulový přitlak je zjištěn pouze na nožce bMbV. Velmi výrazné zhoršení nastává u posunu nožek bMbV a MbV.

Simulace koncepce Koaxiální uspořádání

Tato simulace simuluje tester s navrženým rotačním vyvažovacím mechanismem podle koncepce Koaxiální uspořádání. Konfigurace testeru pro simulaci je následující:

- zdvih ve středu plošiny 4,5 mm
- frekvence kmitání plošiny 25 Hz
- instalovány dvě protiběžné nevývahy, úplné vyvážení setrvačných sil
- balastní zátěž 0 kg

Stejně jako v předchozí simulaci byl sledován průběh přitlačných sil na nožky a posun nožek testeru po podlaze. Ze zjištěných hodnot minimálních přitlaků a posunů na nožkách lze usuzovat, že chování testeru bude srovnatelné, jako v původní konfiguraci s menším zdvihem plošiny.

Na tester je však ještě možné umístit balastní závaží. Toto závaží by mělo tvar desky, upevněné k přední části rámu testeru. Teprve k této desce by pak byl upevněn přední pojezd testeru. Při instalaci závaží o hmotnosti 5 kg (ocelová deska tl. 15 mm) dojde ke zvýšení minimálních přitlačných sil na všech nožkách testeru kromě nožky bMV a také k celkovému zmenšení posuvů na nožkách.

Simulace koncepce Pákové uspořádání

Tato simulace simuluje tester s navrženým pákovým vyvažovacím mechanismem podle koncepce Pákové uspořádání. Konfigurace testeru pro simulaci je následující:

- zdvih ve středu plošiny 4,5 mm
- frekvence kmitání plošiny 25 Hz
- instalováno vyvažovací závaží na páce, úplné vyvážení setrvačných sil
- balastní zátěž 0 kg

Stejně jako u ostatních simulací byl sledován průběh přítláčných sil na nožky a posun nožek testeru po podlaze. U této koncepce klesá minimální přítlak na nulu hned u třech nožek: bMbV, bMV a MbV, u poslední nožky MV je minimální přítláčná síla velmi malá, asi 10 N. Naopak posuny všech nožek za dobu 5 s jsou téměř zanedbatelné, pouze několik desetin mm, což je příslibem klidného chování testeru.

4.2.7 Výběr koncepce vyvažovacího mechanismu

Navržená koncepční řešení byla posuzována zejména z hledisek spolehlivosti funkce, nákladů na výrobu, rychlosti realizace a v neposlední řadě životnosti navrženého řešení.

Zhodnocení navržených koncepcí

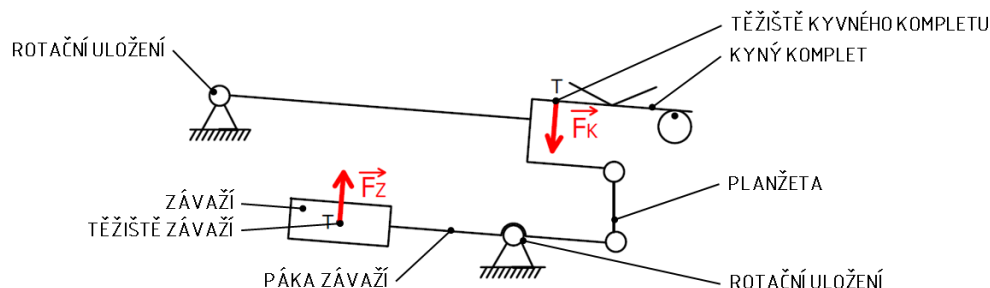
Koncepce Koaxiální uspořádání se vyznačuje jednoduchostí instalace vyvažovacího mechanismu bez nutnosti jakkoliv upravovat původní rám testeru. Komplet vyvažovacího mechanismu lze stejně jako komplet druhé protiběžné nevývahy smontovat a vyzkoušet mimo tester, samotná montáž pak může proběhnout poměrně rychle. Výhodné je i umístění mechanismu pod stávající kryt pohonu testeru, mechanismus takto dobře chráněn proti poškození a současně dobře přístupný po sundání krytu. Pro realizaci této koncepce je nutné nakoupit řadu součástí (řemenice, řemeny, ložiska) a další součásti vyrobit. Vyráběné součásti jsou však tvarově jednoduché, vyrobitelné ve většině případů soustružením. Problémem této koncepce je vznik nežádoucích silových momentů, které mohou ovlivnit chování testeru nežádoucím způsobem.

Koncepce Uspořádání na dvě hřídele využívá dvou stejných kompletů protiběžných nevývah, což přispívá ke zjednodušení výroby. Umístění pod stávající kryt pohonu testeru je výhodné, mechanismus je chráněn před poškozením a současně po sundání krytu dobře přístupný. Pohon všech částí je řešen pouze pomocí jednoho řemene, který je ale veden přes velký počet řemenic, z nichž některé mají malý průměr. Složité vedení řemene v kombinaci s malým průměrem řemenic může vést ke krátké životnosti řemene. Pro montáž kompletů nevývah je nutné zhotovit do rámu testeru řadu děr pro upevnění uložení os nevývah, držáku první pomocné řemenice a pro osu druhé napínací řemenice. Problémem této koncepce je stejně jako u předchozí koncepce vznik nežádoucích silových momentů, které mohou ovlivnit chování testeru nežádoucím způsobem.

Koncepce Pákové uspořádání je výhodné v tom, že vektor vyvažovací síly leží ve stejné rovině jako vektor setrvačné síly kyvného kompletu, působíště těchto sil leží navíc velmi blízko u sebe. Nevznikají téměř žádné nežádoucí silové momenty, které by mohly nepříznivě ovlivňovat chování testeru. I z dynamické simulace této koncepce lze usuzovat, že tester se bude chovat klidně. Pro realizaci této koncepce je potřeba malý počet součástí, které jsou však tvarově složité a musely by být vyráběny většinou frézováním. Mechanismus ale není dostatečně chráněn před poškozením, neboť je umístěn ve spodní části rámu pod kyvným kompletem. Rám není ze spodní strany zakryt, hrozí proto poškození mechanismu při najetí testeru na větší nerovnost. Největší slabinou této koncepce je uchycení pouzdra uložení pákového mechanismu k subtilní příčce ve spodní části rámu testeru. Tato příčka by byla vystavena harmonickému buzení silou působící v místě upevnění vyvažovacího mechanismu. Proto byla provedena harmonická analýza spodní příčky rámu testeru.

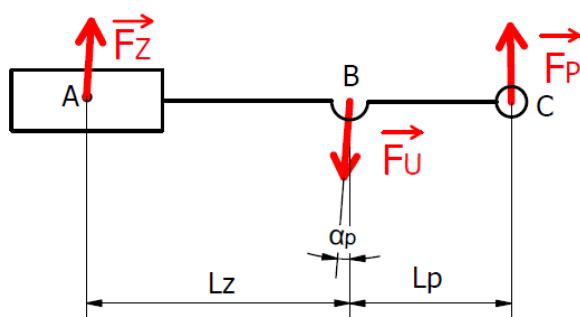
Harmonická analýza příčky rámu

Pro provedení analýzy spodní příčky rámu je nutné znát zatížení, které na příčku působí v místě upevnění závaží. Závaží ve své úvratí vyvoluje vyvažovací sílu stejně velkou, jako je setrvačná síla působící na kyvný komplet. Vyvažovací síla F_z je setrvačnou silou působící v těžišti kompletu závaží a pák pákového mechanismu. Síly působící na kyvný komplet a vyvažovací mechanismus ve spodní úvratí jsou znázorněny na obr. 4-21.



obr. 4-21 Síly působící ve spodní úvrati

Pro harmonickou analýzu příčky je třeba znát sílu působící v rotačním uložení páky závaží na příčce rámu. Síla F_U působící v tomto uložení byla určena ze statického uvolnění kompletu páky a závaží v okamžiku úvrati podle obr. 4-22.



obr. 4-22 Statické uvolnění kompletu páky a závaží

Z rovnice momentové rovnováhy vzhledem k bodu B vyplývá vztah:

$$F_U = F_Z \cdot \frac{(L_Z + L_P)}{L_P} = 554 \cdot \frac{(82,7 + 22,5)}{22,5} \doteq 2\,590\text{ N, kde:} \quad (10)$$

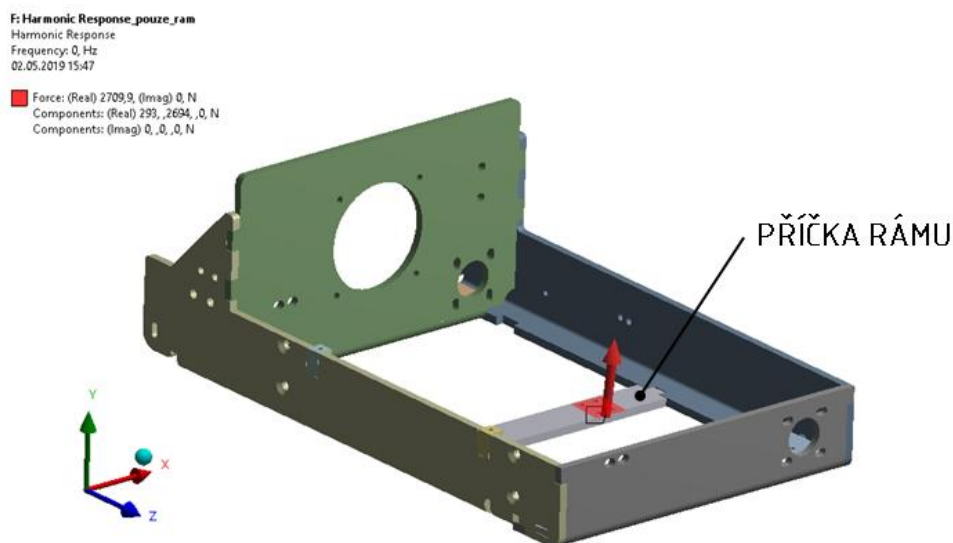
F_U	[N]	síla působící v uložení páky závaží
F_Z	[N]	setrvačná síla působící v těžišti kyvného kompletu
L_Z	[mm]	délka ramene páky u závaží
L_P	[mm]	délka ramene páky u planžety

Na analyzovanou příčku rámu působí síla stejné velikosti jako F_U , ale v opačném směru. Pro provedení harmonické analýzy v programu Ansys Workbench 19 je nutné znát složky této síly F_{ux} a F_{uy} ve směrech x a y, které byly stanoveny následovně:

$$F_{\parallel X} = F_{\parallel} \cdot \sin \alpha_p = 2\,590 \cdot \sin 6,2^\circ = 280\,N \quad (11)$$

$$F_{UY} = F_U \cdot \sin \alpha_p = 2\,590 \cdot \cos 6,2^\circ = 2\,574\text{ N} \quad (12)$$

Harmonická analýza byla provedena pomocí modulu Harmonical response. Budicí síla byla zadána na příčku rámu na plochu, která odpovídá kontaktní ploše příčky a pouzdra čepu vyvažovacího mechanismu, jak je vidět na obr. 4-23.



obr. 4-23 Okrajové podmínky harmonické analýzy

Bylo zjištěno, že při frekvenci budicí síly 25 Hz by příčka kmitala s amplitudou $a_{mpr}=0,4\text{mm}$. Tato amplituda byla srovnána s amplitudou kmitání koncového bodu páky (připojení planžety) vyplývajícího z normální funkce mechanismu:

$$q_1 = \frac{a_{mpr}}{a_{mpl}} = \frac{0,4}{2,475} \doteq 0,16 \rightarrow 16\%, \text{ kde} \quad (13)$$

q_1	[-]	koeficient ovlivnění kmitání závaží
a_{mpr}	[mm]	amplituda nežádoucího kmitání příčky
a_{mpl}	[mm]	amplituda přirozeného kmitání páky závaží

Stejnou měrou by bylo také ovlivněno kmitání těžiště kompletu závaží a pák, protože amplituda kmitání tohoto těžiště je přímo úměrná amplitudě kmitání bodu připojení páky k planžetě.

Z toho plyne, že by stejně tak byla ovlivněna vyvažovací síla mechanismu, neboť je přímo úměrná amplitudě kmitání těžiště. Velikost vyvažovací síly by tak mohla být zvětšena nebo zmenšena až o 16% (záleží na fázovém posunutí kmitání příčky rámu oproti kmitání vyvažovacího mechanismu), což je nepřijatelné.

Pro správnou funkci pákového mechanismu by bylo nutné spodní příčku rámu výrazně vyztužit. Vyztužení by bylo realizováno nejspíše navařením výztužného profilu, což by výrazně prodloužilo dobu potřebnou pro úpravu testeru. Současně by byla nejspíše snížena světlá výška testeru.

Zvolená koncepce

Po důkladném zvažování byla pro vypracování konstrukčního řešení zvolena koncepce Koaxiální uspořádání. Tato koncepce nevyžaduje žádné zásahy do rámu testeru, umožňuje rychlou montáž a v případě potřeby umožní snadný návrat k původní konfiguraci testeru. Chování testeru při volbě této koncepce by mělo být přinejmenším srovnatelné, jako u původního vztahu s nižším zdvihem.

Jako druhá nejlepší je hodnocena koncepce Pákové uspořádání, která slibuje klidné chování testeru po vyvážení. Koncepce není vybrána kvůli problémům, které by vyvolala nutnost vyztužení příčky rámu a kvůli zranitelnosti vyvažovacího mechanismu v instalačním prostoru.

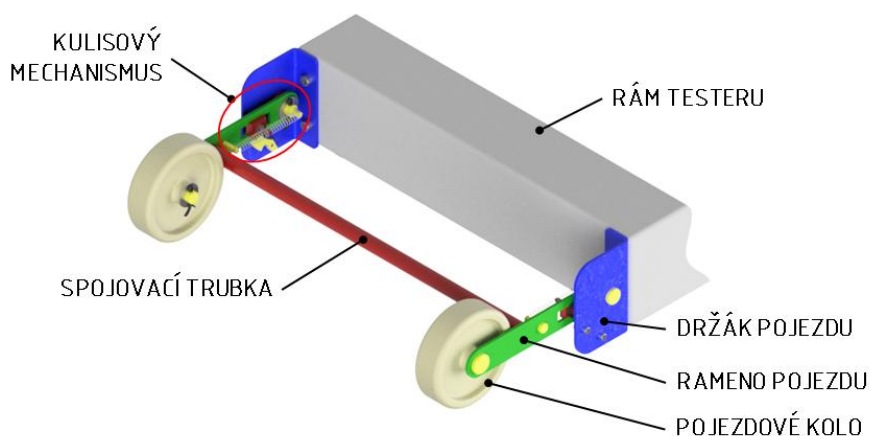
Jako nejméně vhodná je hodnocena koncepce Uspořádání na dvě hřídele. Tato koncepce v sobě spojuje nevýhody ovlivnění chování testeru nežádoucími silovými momenty a potřeby větších zásahů do rámu testeru.

4.3 Pojezd testeru

Nový přední pojezd testeru je navrhován s cílem usnadnit převoz testeru na delší vzdálenosti. Byly proto vytvořeny tři koncepce nového pojezdu. Nový pojezd bude stejně jako stávající pojezd tvořen pojezdovými koly, která umožní snadnou manipulaci s testerem, ale nebudou při testování přenášet žádné zatížení. To bude zajištěno odklápěním koleček od podlahy.

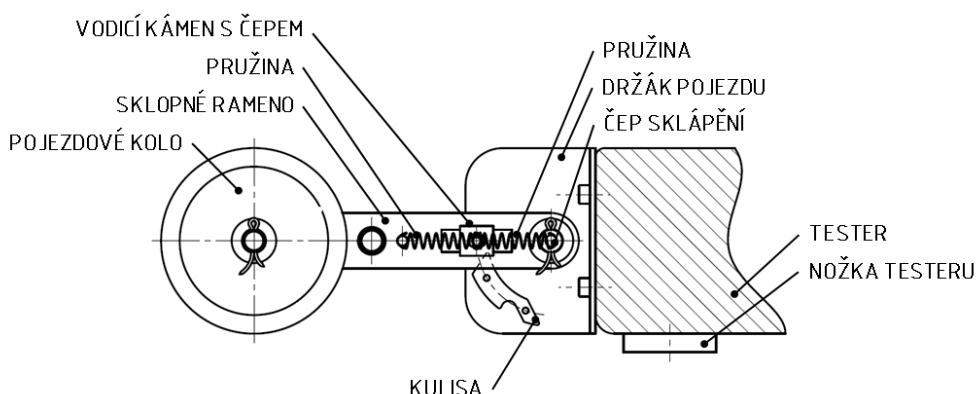
4.3.1 Koncepce Kulisový mechanismus

Tato koncepce počítá s použitím dvou pojezdových kol na sklopných ramenech, jak je vidět na obr. 4-24. Celý pojezd je upevněn pomocí dvou držáku k rámu testeru. Sklopná ramena jsou spojena spojovací trubicí, která zajišťuje současné sklápění obou ramen. Na vnitřní straně každého ramene je umístěn kulisový mechanismus, který zajišťuje aretaci pojezdu v poloze pro pojíždění.



obr. 4-24 Koncepce kulisový mechanismus - poloha pro testování

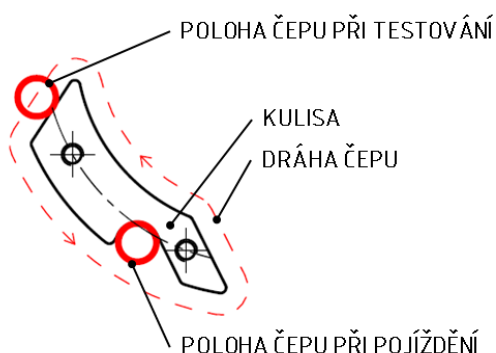
Kulisový mechanismus se skládá z kulisy upevněné k držáku pojezdu a čepu, který tuto kulisu obíhá (viz obr. 4-25). Čep je zasazen ve vodícím kamenu, který je posuvný v drážce v rameni. K vodicímu kamenu s čepem jsou připojeny dvě tažné pružiny, které stále posouvají kámen směrem ke středu drážky.



obr. 4-25 Části kulisového mechanismu - poloha pro testování

Ovládání pojezdu testeru provádí uživatel naklápěním testeru za jeho původní madlo. Pro přestavení pojezdu z polohy pro testování do polohy pro poježdění uživatel mírně stlačí madlo testeru dolů. Přední část testeru se nadlehčí, ramena s koly se začnou sklápět, až čep kulisového mechanismu zapadne do výřezu v kulise. Obsluha přestane na madlo tlačit a tester je připraven k poježdění.

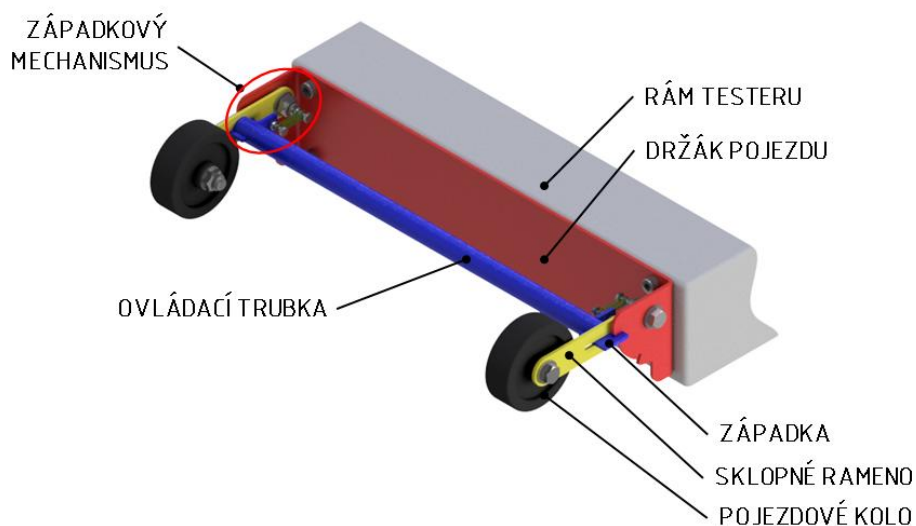
Pro přestavení pojezdu zpět do polohy pro testování obsluha opět stlačí madlo testeru dolů, až kola ztratí kontakt s podlahou. Čep kulisového mechanismu přeskočí na obrácenou stranu kulisy, obsluha uvolní madlo a tester dosedne na nožky. Čep opět přeskočí zpět na obrácenou stranu kulisy a tester je připraven k testování. Pohyb čepu kolem kulisy je vysvětlen na obr. 4-26.



obr. 4-26 Pohyb čepu kolem kulisy

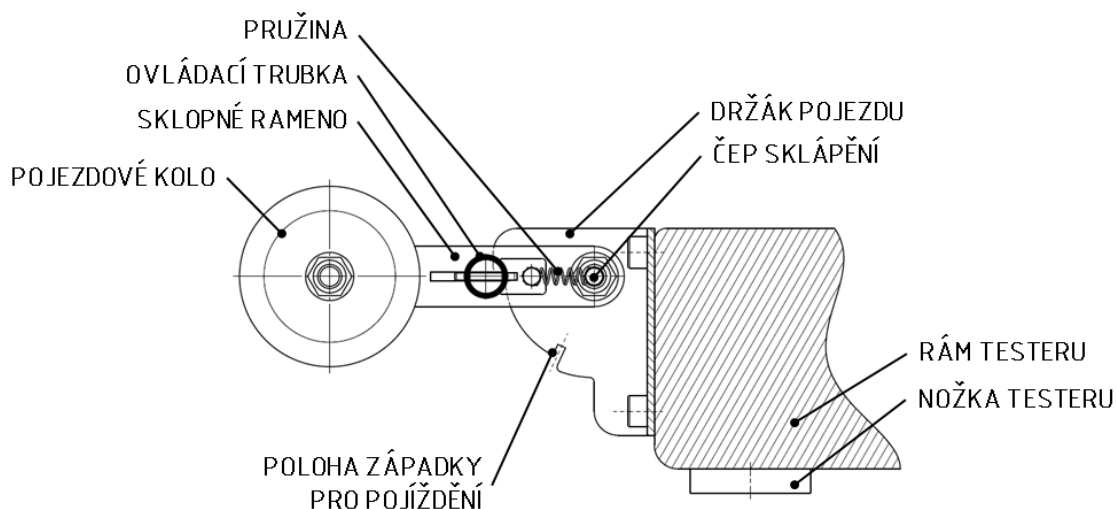
4.3.2 Koncepce Západkový mechanismus

Tato koncepce počítá s použitím dvou pojezdových kol na sklopných ramenech. Sklopná ramena jsou otočná v čepích uložených v držáku pojezdu. Držák je tvořen plechem tvaru U, který je upevněn k rámu testeru, jak je vidět na obr. 4-27. Na vnitřní straně každého ramene se nachází západkový mechanismus, který je ovládán ovládací trubicí.



obr. 4-27 Koncepce Západkový mechanismus - poloha pro testování

Západkový mechanismus je tvořen ovládací trubicí, v jejíchž koncích jsou zasazeny západky, a drážkou v ramenech pojezdu, ve kterých se západka pohybuje. Západka je pružinou tažena proti plechu držáku pojezdu, jak je vidět na obr. 2-28. V držáku je dvojice výřezů, které slouží pro zapadnutí západek v poloze pojezdu pro pojíždění.



obr. 4-28 Části západkového mechanismu - poloha pro testování

Ovládání pojezdu provádí uživatel pomocí madla testeru a ovládací trubky pojezdu. Pro přestavení pojezdu z polohy pro testování (západky nejsou zapadnuté ve výřezech) uživatel stlačí madlo testeru dolů. Se stlačováním madla se přední část testeru nadzvedává a ramena s koly se sklápí, až západky zapadnou do výřezů v držáku pojezdu. Tím je tester připraven pro pojíždění.

Pro přestavení pojezdu z polohy pro pojíždění zpět do polohy pro testování uživatel stlačí (sešlápne) ovládací trubku a tester samotíže klesne dolů.

4.3.3 Výběr koncepce pojezdu

Při výběru koncepce pojezdu testeru byla zvažována jednoduchost ovládání, náročnost výroby a spolehlivost v provozu.

Koncepce Kulisový mechanismus se vyznačuje jednoduchým ovládáním, kdy uživatel ovládá pojezd testeru pouze stlačováním stávajícího madla testeru. Při přestavování pojezdu z polohy pro testování do polohy pro pojíždění ale musí obsluha sledovat, kdy dojde k zapadnutí čepů do výřezů kulis. V případě rychlé manipulace může čep výřez přeskočit a nemusí dojít k aretaci pojezdu. Z výrobního hlediska je většina součástí pojezdu jednoduše a levně vyrobitelná, kromě vodícího kamene, který by musel být vyráběn frézováním. Otázkou je také spolehlivost obíhání čepu kolem kulisy - šikmé hrany kulisy musí umožňovat snadný přechod čepu z jedné strany kulisy na druhou. Problémem může být také použití dvou tažných pružin, které mají vystředovat vodící kámen s čepem. Tažné síly každé z těchto pružin musí být přesně stejné velké.

Koncepce Západkový mechanismus se vyznačuje výrobní jednoduchostí. Většina součástí je vyrobena vypalováním laserem, nebo se jedná o součásti nakupované. Přestavení pojezdu z polohy pro testování do polohy pro pojezd je rychlé a snadné, obsluha pouze stlačí madlo testeru. Pro přestavení pojezdu zpět do polohy pro testování však musí obsluha přejít k pojezdu a sešlápnout ovládací trubku, přední část testeru pak nekontrolovaně klesne na podlahu.

Pro vypracování konstrukčního řešení byla zvolena koncepce Západkový mechanismus z důvodu malých výrobních nákladů, předpokládanému spolehlivému chování mechanismu a dostatečně jednoduché obsluze.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

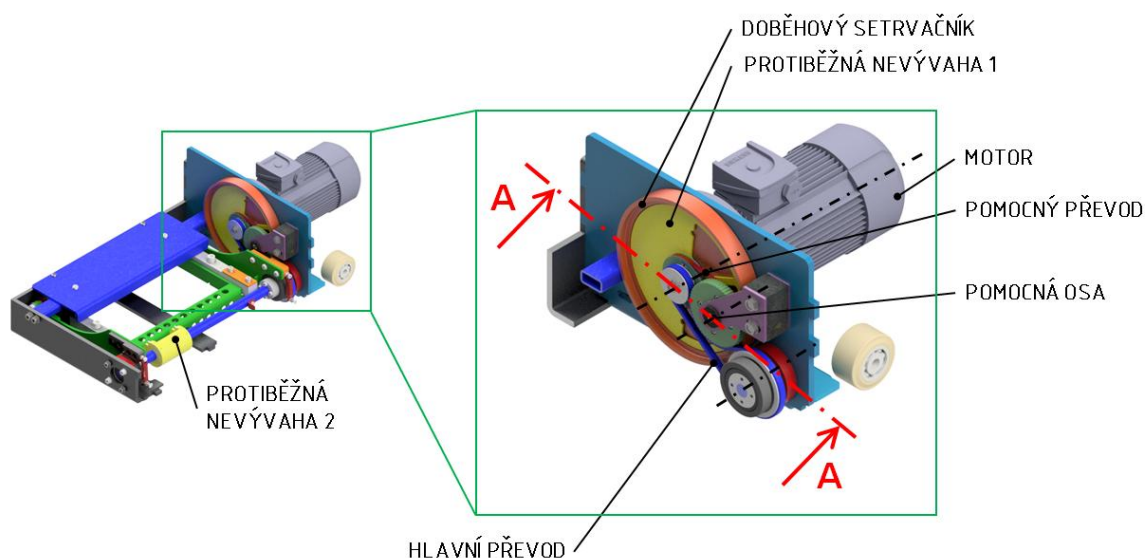
Konstrukční řešení vychází z koncepce Koaxiální uspořádání. Celá konstrukce je podřízena velmi stísněnému zástavbovému prostoru uvnitř testeru. Konstrukce obsahuje velký počet vyráběných dílů a také dílů vyrobených úpravou nakupovaných součástí. Velká většina součástí je jednoduše vyrobitelná, nejčastěji soustružením nebo vypalováním laserem. V rámci práce byl vytvořen detailní 3D model konstrukčního řešení v programu Autodesk Inventor 2019 a výkresová dokumentace.

5.1 Vyvažovací mechanismus

Vyvažovací mechanismus lze rozdělit na dvě nezávislé části: skupinu pohonu a skupinu druhé protiběžné nevývahy na hřídeli s excentry.

5.1.1 Skupina pohonu

Skupina pohonu se nachází pod krytem pohonu testeru. Skládá se z doběhového setrvačnicku, hlavního a pomocného převodu, první protiběžné nevývahy a pomocné osy, jak je vidět na obr. 5-1.

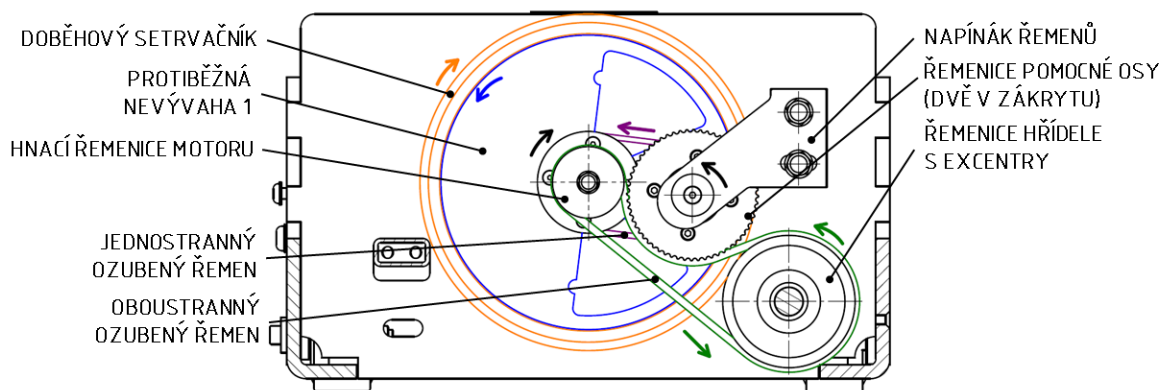


obr. 5-1 Skupina pohonu

Pohon

Doběhový setrvačnick má tvar misky, do níž je zanořen disk první protiběžné nevývahy. Hlavní i pomocný převod je tvořen ozubeným řemenem profilu HTD. Hlavní převod využívá oboustranný ozubený řemen SYNCHROTWIN CXP profilu HTD 5M šířky 9 mm, délky 600 mm. Pomocný převod využívá jednostranný ozubený řemen SYNCHROFORCE

profilu 3M a šířky 6 mm, délky 366 mm. Délky řemenů byly určeny graficky v náčrtech v 3D modelu sestavy. Pomocná osa je umístěna na držáku, který slouží současně jako napínák řemenů. Schéma převodů je zobrazeno na obr. 5-2.

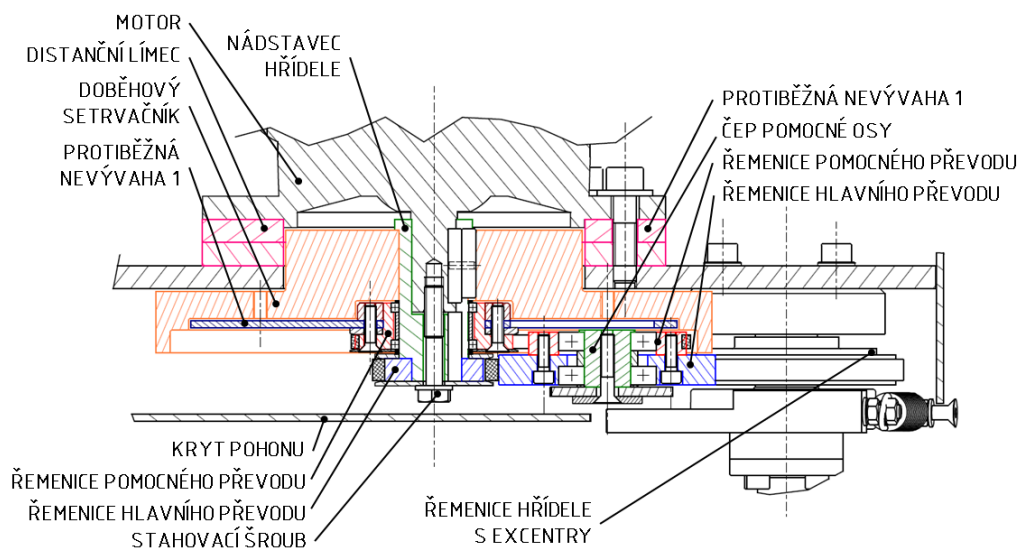


obr. 5-2 Schéma převodů

Řemenice hlavního převodu jsou typu 5M. Hnací řemenice motoru má 30 zubů, řemenice hřídele s excentry má 60 zubů, je tak zajištěn převodový poměr 1:2. Tyto řemenice jsou původní, pouze zúžené kvůli použití užšího řemene o šířce 9 mm místo původních 15 mm. Řemenice hlavního převodu na pomocné ose je nová, má 72 zubů stejně jako řemenice na hřídeli s excentry, aby byla zajištěna stejná frekvence pomocné osy a hřídele s excentry.

Řemenice pomocného jsou typu 3M, mají obě 40 zubů. Je tak dosažen převodový poměr 1:1 a stejná frekvence otáčení první protiběžné nevývahy a hřídele s excentry.

Detailní uspořádání pohonu je ukázáno v řezu na obr. 5-3. Vedení řezu je vyznačeno na obr. 5-3.



obr. 5-3 Řez A-A

Celá skupina pohonu je navržena tak, aby se vešla do omezeného prostoru mezi deskou rámu testeru a kryt pohonu. Současně bylo nutné zachovat dráhu řemene hlavního převodu,

neboť řemenici na hřídeli s excentry není možné nikam posunout. Polohy hlavního a pomocného převodu pak vymezují zbývající prostor pro doběhový setrvačnick a protiběžnou nevývahu. Disk nevývahy je zanořen kvůli úspoře místa do doběhového setrvačnicku. Omezený prostor nedovoluje umístit mezi desku rámu a kryt pohonu doběhový setrvačnick se stejnou velikostí momentu setrvačnosti, jakou měl setrvačnick původní. Proto je nový setrvačnick prodloužen směrem k motoru, který je proto odsazen pomocí dvou distančních límců od desky rámu. Hřídel motoru je prodloužena pomocí nástavce, na kterém je nasazen doběhový setrvačnick, hnací řemenice motoru a ložiska uložení první protiběžné nevývahy. Axiálně jsou tyto komponenty zajištěny stahovacím šroubem.

První protiběžná nevývaha

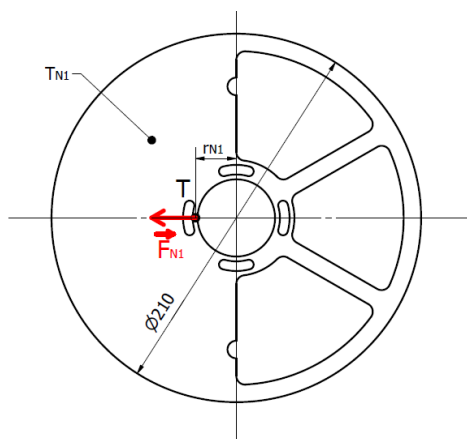
Disk první protiběžné nevývahy je pomocí šroubů a svěrného kroužku upevněn k řemenici pomocného převodu, v jejímž tělese jsou uložena dvě jednořadá kuličková ložiska 6706.

Tvar disku první protiběžné nevývahy je navržen tak, aby vyvozoval vyvažovací sílu F_{N1} odpovídající polovině setrvačné síly F_K působící na plošinu, tedy:

$$F_{N1} = \frac{F_K}{2} = \frac{554}{2} = 277 \text{ N, kde:} \quad (14)$$

F_{N1}	[N]	vyvažovací síla první nevývahy
F_K	[N]	setrvačná síla působící v těžišti kyvného kompletu

Při návrhu byl zvolen vnější průměr a tloušťka disku. Postupně pak byly v programu Autodesk Inventor optimalizovány odlehčovací výřezy v disku. Výsledný tvar disku je zobrazen na obr. 5-4.



obr. 5-4 Tvar protiběžné nevývahy 1

Velikost vyvažovací síly první nevývahy lze pak ověřit následujícím výpočtem:

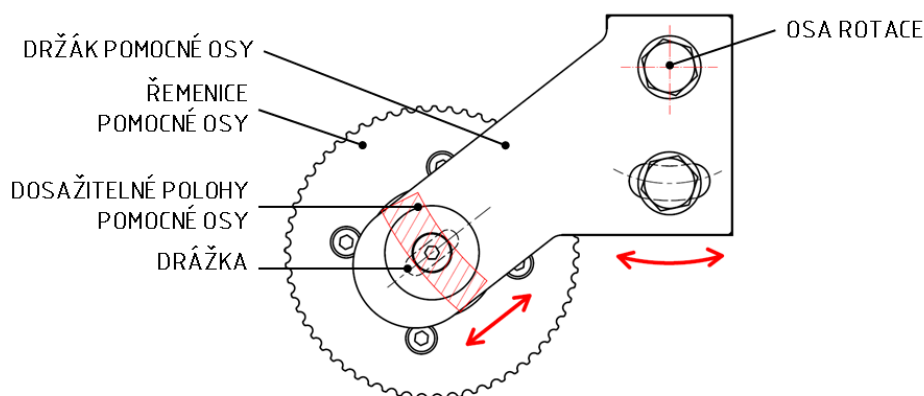
$$F_{N1} = m_{N1} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot r_{N1} = 0,505 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 25)^2 \cdot 0,0223 \doteq 277 \text{ N} \quad (15)$$

F_{N1}	[N]	vyvažovací síla první nevývahy
m_{N1}	[kg]	hmotnost disku první nevývahy
r_{N1}	[m]	vzdálenost těžiště první nevývahy od osy rotace
f	[Hz]	frekvence otáčení první nevývahy

Pomocná osa

Na pomocné ose se nachází řemenice hlavního a pomocného převodu, které jsou spolu sešroubovány. V tělese každé řemenice je uloženo jednořadá kuličkové ložisko 16004, ložiska jsou nasazeny na čepu pomocné osy.

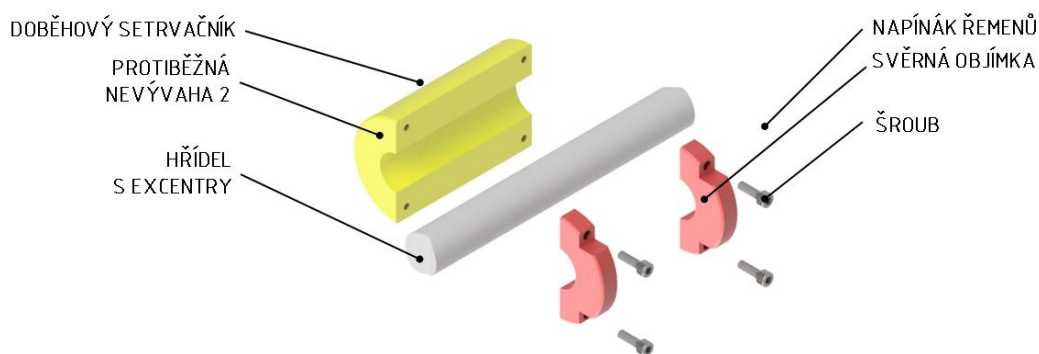
Pomocná osa slouží současně jako napínák řemenů, poloha osy se nastavuje natáčením plechu držáku napínáku kolem osy vrchního ze šroubů, kterými je napínák uchycen k rámu testeru, a také posouváním šroubu, který upevňuje čep k plechu napínáku, v drážce v plechu napínáku. Funkce napínáku řemenů je ukázána na obr. 5-5:



obr. 5-5 Funkce napínáku řemenů

5.1.2 Skupina druhé protiběžné nevývahy

Druhá protiběžná nevývaha se nachází na hřídeli s excentry na straně testeru vzdálené od motoru. Skládá se z vlastní nevývahy, která vyvozuje vyvažovací sílu, a svěrných objímk, pomocí kterých je závaží připevněno k hřídeli. Části skupiny jsou vidět na obr. 5-6.



obr. 5-6 Skupina druhé protiběžné nevývahy

Tvar nevývahy je dán velmi omezeným prostorem kolem hřídele s excentry uvnitř testeru - může mít vnější průměr nejvýše 65 mm, což způsobuje větší délku závaží.

Druhá protiběžná nevývaha slouží nejen ke kompenzaci setrvačné síly působící na kyvný komplet, ale také ke kompenzaci odstředivých sil působících na excentrické kladky.

Nevývaha je umístěna na konci hřídele vzdáleném od motoru proto, aby vzdálenosti svislých rovin vektorů vyvažovacích sil první i druhé nevývahy od svislé roviny vektoru setrvačné síly působící na kyvný komplet byly pokud možno stejné. To přispívá ke snížení některých nežádoucích silových momentů působících na tester.

Rozměry protiběžné nevývahy byly určeny tak, aby protiběžná nevývaha vyvozovala vyvažovací sílu odpovídající polovině setrvačné síly na kyvný komplet, a navíc kompenzovala odstředivé síly působící na obě excentrické kladky. Vnější průměr druhé nevývahy r_{N2} je dán omezeným zástavbovým prostorem a je stejný jako u rotujícího nevývažku na původním testeru. Nejprve bylo nutné určit odstředivou sílu F_E působící na excentrickou kladku (rozuměno kladka včetně vloženého excentru):

$$F_E = m_E \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot r_E = 0,44 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 25)^2 \cdot 0,000523 \doteq 5,68 \text{ N, kde:} \quad (16)$$

F_E	[N]	odstředivá síla působící na excentrickou kladku
m_E	[kg]	hmotnost excentrické kladky
r_E	[m]	vzdálenost těžiště excentrické kladky od osy rotace
f	[Hz]	frekvence otáčení hřídele s excentry

Vyvažovací síla druhé nevývahy se potom určí jako:

$$F_{N2} = \frac{F_K}{2} + 2 \cdot F_E = \frac{554}{2} + 2 \cdot 5,68 = 288,36 \text{ N kde:} \quad (17)$$

F_{N2}	[N]	vyvažovací síla druhé nevývahy
F_K	[N]	setrvačná síla působící na kyvný komplet
F_E	[N]	odstředivá síla působící na excentrickou kladku

Délka protiběžné nevývahy se skládá z délky potřebné pro vyvození potřebné vyvažovací síly navýšené o šířku svěrných objímek, které slouží k upevnění nevývahy k hřídeli s excentry. Jelikož mají objímky stejný průřez jako závaží nevývahy, snižují vyvažovací sílu nevývahy úměrně své šířce. Proto musí být šířka nevývahy navýšena o šířku objímek. Délka druhé nevývahy byla určena podle následujícího vztahu:

$$l_{N2} = l_{yv} + 2 \cdot l_o = \frac{F_{N2}}{\rho \cdot S_p \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot r_{TP}} + 2 \cdot l_o = \quad (18)$$

$$= \frac{288,36}{7850 \cdot 1,38 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 25)^2 \cdot 0,0156} + 2 \cdot 0,012 \doteq 0,093 \text{ m} = 93 \text{ mm}$$

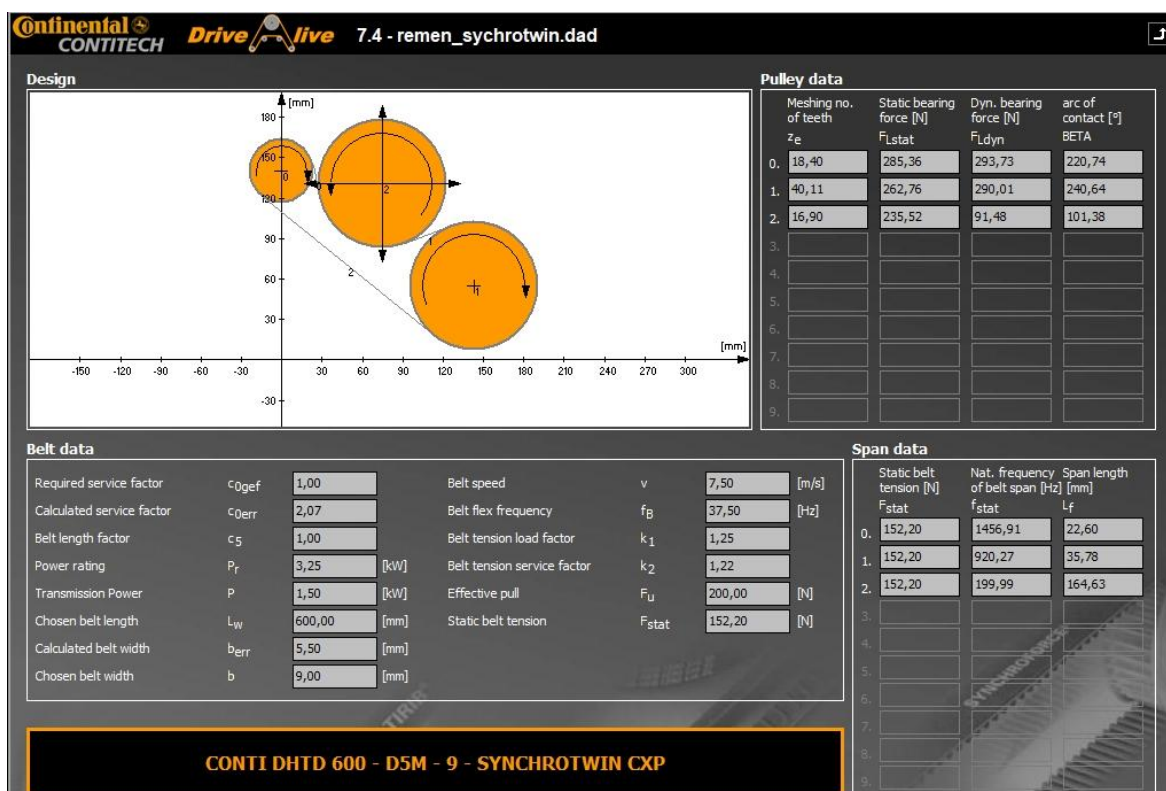
l_{N2}	[m]	délka druhé nevývahy
l_o	[m]	šířka svěrných objímek
F_{N2}	[N]	vyvažovací síla druhé nevývahy
S_p	[m ²]	plocha průřezu druhé nevývahy
f	[Hz]	frekvence otáčení hřídele s excentry
r_{TP}	[m]	vzdálenost těžiště průřezu závaží od osy rotace
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota oceli

Takto navržená nevývaha je delší, než původní rotující nevývažek na testeru, který má délku 47 mm [13], i tak se do testeru bezpečně vejde.

5.1.3 Výběr komponent vyvažovacího mechanismu

Řemeny

Řemen hlavního převodu je profilu HTD a rozteče 5M. Profil i rozteč řemene je zachována stejná, jako u původního řemene, aby bylo možné využít původní řemenice na hřídeli motoru a na hřídeli s excentry. Z důvodu získání většího prostoru pro pomocný převod bylo usilováno o použití užšího řemene. Pro převod byl proto vybrán řemen vyšší výkonové řady CONTI DHTD SYNCHROTWIN CXP. Vhodnost použití tohoto řemene byla ověřena pomocí výpočtového programu ContiTech Suite 7.4. Vstupem pro výpočet je typ řemene, výkon přenášený převodem, polohy a parametry řemenic a servisní faktor. Zadané hodnoty a výsledky výpočtu včetně nákresu převodu jsou uvedeny na obr. 5-7.



obr. 5-7 Výpočet řemene hlavního převodu

Z výpočtu vychází potřebná šířka řemene 5,5 mm, je tedy zvolen nejbližší širší řemen o šířce 9 mm, délky 600 mm, s označením CONTI DHTD 600-D5M-9 SYNCHROTWIN CXP.

Řemen pomocného převodu byl zvolen také s profilem HTD, neboť se jedná o jeden z nejpoužívanějších profilů pro přenos malých a středních výkonů. Jelikož je opět z důvodu úspory místa žádoucí použít řemen co nejúžší, byla zvolena nejmenší standardně dodávaná šířka řemene 6 mm. Řemeny šířky 6 mm jsou standardně dodávány pouze s roztečí 3M.

Pro ověření vhodnosti použití takového řemene bylo nejprve třeba určit výkon přenášený pomocným převodem. Největší výkon přenáší řemen pomocného převodu při rozběhu testeru na prázdko, bez zatížení testovaným automobilem. Při ostatních režimech provozu

testeru (rozběh se zatížením, provoz na testovací frekvenci, volný doběh se zatížením nebo bez zatížení), převod přenáší výkon menší.

Přenášený výkon byl odhadnut na základě doby rozběhu testeru zjištěné z měření realizovaných v projektu ZKR 2017 [13] a dosažené frekvence otáčení kompletu první protiběžné nevývahy. Tak bylo určeno průměrné úhlové zrychlení ε pomocné osy:

$$\varepsilon = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_1 - 2 \cdot \pi \cdot f_2}{t_1 - t_0} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 25 - 2 \cdot \pi \cdot 0}{2,14 - 0,767} \doteq 113,76 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}, \text{ kde:} \quad (19)$$

ε	[rad·s ⁻²]	průměrné úhlové zrychlení pomocné osy
ω_1	[rad·s ⁻¹]	počáteční úhlová rychlost
ω_2	[rad·s ⁻¹]	konečná úhlová rychlost
t_1	[s]	čas spuštění testeru
t_2	[s]	čas dosažení pracovních otáček
f_1	[Hz]	počáteční frekvence otáčení
f_2	[Hz]	pracovní frekvence otáčení

Výkon přenášený pomocným převodem P_P byl určen jako:

$$P_P = M \cdot \omega = I_{N1} \cdot \varepsilon \cdot 2 \cdot \pi \cdot f = 0,033 \cdot 113,76 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 25 \doteq 589,69 \text{ W}, \text{ kde:} \quad (20)$$

P_P	[W]	výkon přenášený pomocným převodem
M	[N·m]	moment přenášený pomocným převodem
ω	[rad·s ⁻¹]	velikost pracovní úhlové rychlosti
I_{N1}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kompletu první nevývahy vzhledem k ose rotace
f	[Hz]	pracovní frekvence otáčení pomocné osy

V katalogu řemenů SYNCHROFORCE CXP [20] byl vyhledán nejvyšší výkon, který dokáže přenést šířky 6 mm při použití řemenice se 72 zuby a otáčkách 1450 ot·min⁻¹, viz obr. 5-8.

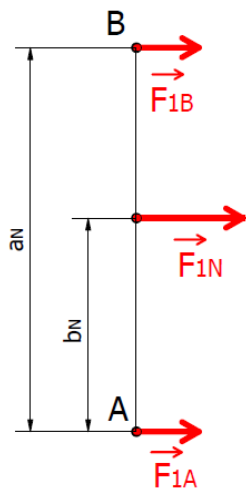
Tab. 49 CONTI® SYNCHROFORCE CXP Hochleistungszahnriemen / Heavy-Duty Timing Belts														
Zahnprofil/Toothed profile HTD 3M – 6 mm Riemenbreite/Belt width – Leistungswert/Power rating P_N in kW														
Drehzahl der kleinen Zahn-scheibe Speed of small toothed pulley n_k (min ⁻¹) rpm	Zähnezahl der kleinen Zahnscheibe z_k No. of teeth of the small toothed pulley z_k													
	10	12	14	16	18	20	24	28	32	40	48	56	64	72
Wirk-Ø d_w (mm) Pitch diameter of toothed pulley d_w (mm)														
	9,55	11,46	13,37	15,28	17,19	19,10	22,92	26,74	30,56	38,20	45,84	53,48	61,12	68,75
	0,092	0,137	0,175	0,211	0,247	0,282	0,353	0,424	0,495	0,637	0,779	0,921	1,061	1,199

obr. 5-8 Katalog řemenů - řemen HTD 3M6 [kon2]

Bylo zjištěno, že tento řemen dokáže přenést výkon téměř 1200W, přičemž přenášený výkon je odhadován na asi 590W. Řemen je tedy považován za vyhovující a ke koupi byl vytipován řemen CONTI HTD 366-3M-6-SYNCHROFORCE CXP.

Ložiska

Pro uložení protiběžné nevyváhy byla použita dvě tenkostěnná ložisko 6706. Tento typ ložiska byl zvolen proto, že ložisko se musí vejít do zvolené řemenice pomocného převodu a současně musí být nasazeno na nástavec hřídele. Pro kontrolu zatížení bylo uvažováno pouze s působením vyvažovací síly na první protiběžnou nevyváhu po typickou dobu trvání testu 25s [12]. Určení zatížení působící na jednotlivá ložiska vychází z náčrtu na obr. 5-9.



obr. 5-9 Určení zatížení ložisek 1. nevyváhy

Síla F_{1A} působící na ložisko A byla určena z momentové rovnováhy k bodu B:

$$F_{1A} = F_{N1} \cdot \frac{a_N - b_N}{a_N} = \frac{F_K}{2} \cdot \frac{a_N - b_N}{a_N} = \frac{580}{2} \cdot \frac{16 - 8,9}{16} \doteq 128,7 \text{ N, kde:} \quad (21)$$

F_{1A}	[N]	radiální síla na ložisko A
F_{N1}	[N]	vyvažovací síla první nevyváhy
F_K	[N]	setrvačná síla působící na kyvný komplet
a_N	[mm]	vzdálenost ložisek
b_N	[mm]	vzdálenost vyvažovací síly od ložiska A

Síla F_{1B} působící na ložisko B byla určena z momentové rovnováhy k bodu A:

$$F_{1B} = F_{N1} \cdot \frac{b_N}{a_N} = \frac{F_K}{2} \cdot \frac{b_N}{a_N} = \frac{580}{2} \cdot \frac{8,9}{16} \doteq 161,3 \text{ N, kde:} \quad (22)$$

F_{1B}	[N]	radiální síla na ložisko B
F_{N1}	[N]	vyvažovací síla první nevyváhy
F_K	[N]	setrvačná síla působící na kyvný komplet
a_N	[mm]	vzdálenost ložisek
b_N	[mm]	vzdálenost vyvažovací síly od ložiska A

Větší síla působí na ložisko B, byla proto vypočtena jeho základní trvanlivost v hodinách:

$$L_{10h1N} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{3600 \cdot n}\right) = \left(\frac{C}{F_{1B}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{3600 \cdot (n_M + n_{1N})}\right) = \quad (23)$$

$$= \left(\frac{1140}{161,3}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{3600 \cdot (3000+1500)}\right) = 21,8 \text{ h, kde:}$$

L_{10h1N}	[h]	základní trvanlivost ložiska v hodinách
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska [21]
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
n_M	[ot·min ⁻¹]	otáčky motoru
n_{1N}	[ot·min ⁻¹]	otáčky protiběžné nevývahy
p	[-]	exponent pro ložiska s bodovým stykem

Tato životnost ložisek umožní na testeru otestovat následující počet automobilů:

$$N_A = \frac{L_{10h1N} \cdot 3600}{N_K \cdot t_T} = \frac{21,8 \cdot 3600}{4 \cdot 25} = 792, \text{ kde:} \quad (24)$$

N_A	[-]	počet otestovaných automobilů
L_{10h1N}	[h]	základní trvanlivost ložiska v hodinách
t_T	[s]	typická doba trvání testu 1 kola [12]
N_K	[-]	obvyklý počet kol osobního automobilu

Z provedených výpočtů vyplývá, že životnost ložisek první protiběžné nevývahy vystačí na otestování asi 792 aut. Tento počet je pro účely výzkumu na ÚK dostačující, vystačí pro provoz testeru na několik let. Provedený výpočet je zjednodušený, nepočítá se zatížením ložisek tažnou silou ani silou předpětí řemene, na druhou stranu ale počítá s během ložisek po celou dobu testování na maximálních otáčkách. Při skutečném testování je však motor po krátkém rozběhu a dosažení max. otáček vypnut a otáčky ložisek klesají a stejně tak klesá i vyvažovací síla nevývahy, která ložiska zatěžuje. Výpočet tak lze považovat za poměrně konzervativní

Ložiska pomocné osy jsou typu ZKL 16004. Ložiska byla volena podle dostupného zástavbového prostoru a také co nejnižší ceny. Pomocná osa je z hlediska hlavního převodu zapojena v jeho volné větvi, je tedy zatížena pouze silou od předpětí řemene a tažnou silou řemene pomocného převodu. Základní dynamická únosnost ložiska 16004 je 9 371 N [22], tedy asi 8x vyšší, než u ložiska první protiběžné nevývahy při odhadovaném menším zatížení. Prvkem limitujícím životnost vyvažovacího mechanismu jsou jistě ložiska první protiběžné nevývahy.

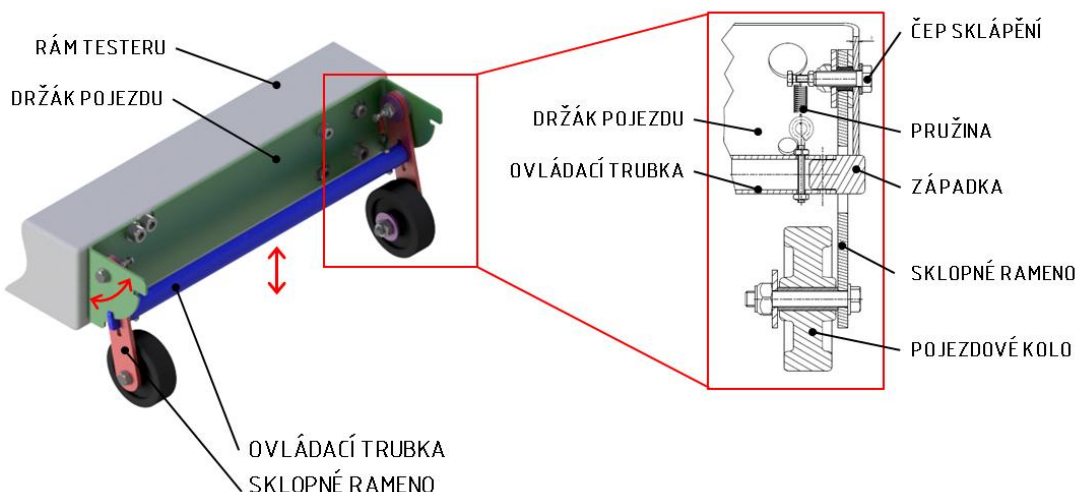
5.1.4 Montáž vyvažovacího mechanismu

Vyvažovací mechanismus bude montován do testeru se zvýšeným zdvihem. Prvním krokem montáže je instalace excentrických kladek s novými excentry na hřídel testeru. Montáž a následné přesné seřízení vzájemného natočení excentrů proběhne mimo tester. Na hřídel testeru je dále třeba namontovat druhou protiběžnou nevývalu a správně seřídit její polohu. Následuje montáž hřídele i s řemenicí a navlečeným řemenem hlavního převodu do rámu testeru. Na tester je dále třeba namontovat motor připevněný přes distanční límce. Potom je možné nasadit na hřídel motoru předem připravený komplet doběhového setrvačníku, první nevývahy a nástavce hřídele vč. řemenů. Nakonec se instaluje pomocná osa. Řemeny se na řemenice nasadí přibližně tak, aby první nevývaha byla orientována zrcadlově proti druhé nevývaze. Přesné seřízení polohy první nevývahy je možné díky obloukovým drážkám v disku první nevývahy. Dále následuje pouze zpětná montáž kyvného kompletu a krytů testeru.

5.2 Pojezd testeru

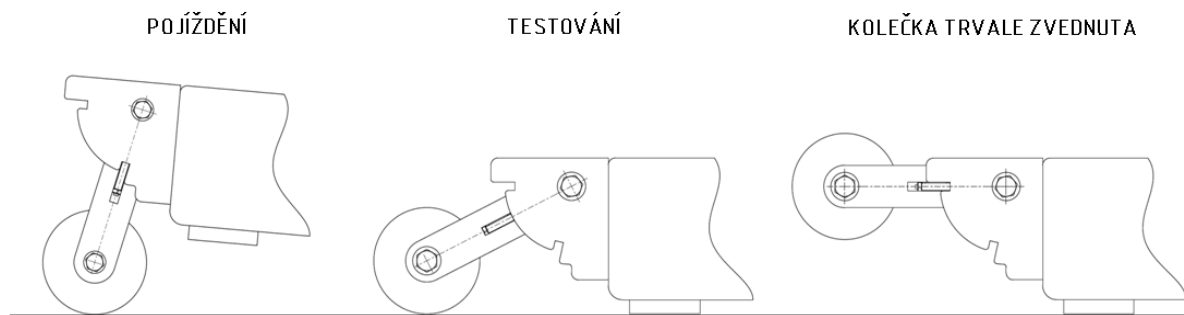
5.2.1 Návrh pojezdu

Přední pojezd testeru byl navržen tak, aby umožňoval snadný převoz testeru na větší vzdálenosti. Pojezd je přes držák pojezdu připevněn k přední části testeru pomocí třech původních šroubů, které slouží zároveň k upevnění příčky přejezdového krytu respektive domku ložiska hřídele. Hlavní části pojezdu jsou ukázány na obr. 5-10.



obr. 5-10 Části pojezdu testeru

Pro aretaci sklopných ramen pojezdu v poloze pro pojíždění slouží západky zapadající do výřezů v držáku pojezdu. Západky a ovládací trubka tvoří jeden celek, který je do výřezu v držáku přitahován dvěma pružinami. Pojezd testeru má celkem tři pracovní polohy, jak je vidět na obr. 5-11. Jedná se o polohy pro pojíždění, testování a polohu koleček trvale zvednutých.



obr. 5-11 Pracovní polohy pojezdu

Uživatel pojezd ovládá naklápěním testeru za madlo a stlačováním ovládací trubky. Pro přestavení pojezdu z polohy pro testování do polohy pro pojíždění stačí stlačit madlo a pojezd se aretuje v poloze pro pojíždění. Pro návrat zpět do polohy pro testování obsluha sešlápne ovládací trubku a tester samovolně klesne na nožky. Po přestavení pojezdu do polohy koleček trvale nahoře obsluha nadzvedne ovládací trubku, až západky zapadnou

do výřezů pro tuto polohu. Pro návrat zpět do polohy pro testování obsluha zatáhne ručně za ovládací trubku a sklopí ovládací trubku dolů, až se kolečka dotknou podlahy.

5.2.2 Výroba pojezdu

Podle výše popsaného návrhu byla vytvořena výrobní dokumentace pro pojezd testeru. Většina součástí byla vyrobena vypalováním na laseru (držák pojezdu, ramene, západky, podložky), ostatní součásti byly vyrobeny v dílnách ÚK. Pojezd byl smontován a jeho funkce odzkoušena mimo tester, aby bylo možné odladit vůle v otočných uloženích a nastavit sílu předpětí pružin. Smontovaný pojezd při seřizování je na obr. 5-12.



obr. 5-12 Seřizování pojezdu

Pojezd byl namontován na tester (viz obr. 5-13) a odzkoušen při převozu na testování.



obr. 5-13 Pojezd namontovaný na testeru

5.3 Měřicí řetězec

Měřicí řetězec je navrhován s cílem umožnit komfortní obsluhu testeru uživatelem v podmínkách dílenské praxe. V původním stavu jsou na testeru pouze nainstalované senzory, které je pro měření nutné připojit k externí měřicí stanici (Dewetron), měření může tedy provádět pouze kvalifikovaná osoba. Tento způsob měření je vhodný pouze pro laboratorní účely, nedovoluje např. dlouhodobé zapůjčení testeru do autoservisu pro zkušební provoz.

5.3.1 Koncepce uživatelského rozhraní

Návrh uživatelského rozhraní počítá s umístěním mikrokontroléru pro vyhodnocování signálů ze senzorů a řízení průběhu testování. Mikrokontroler by byl ovládán přes webové rozhraní z počítače (notebooku), komunikace by probíhala přes wi-fi síť. Doplnkově je na testeru umístěno tlačítko a displej pro základní ovládání bez počítače.

Pro řízení testeru byl zvolen mikrokontroler Arduino z důvodu nízké ceny, dobré dostupnosti jeho komponent a velkého rozšíření ve srovnatelných aplikacích na Ústavu konstruování.

5.3.2 Hardware

Senzory

Přímo na testeru se nachází tři původní senzory: dva ohybové siloměry HKM Messtechnik SK-1T5-AX [13] a indukční snímač otáček Omron E2B-M12LS04-WP-C1 2M OMS [23]. Siloměry slouží k měření přítláčné síly kola na měřicí plošinu testeru, indukční snímač otáček je potřebný ke zjištění fázového posuvu průběhu přítláčné síly na plošinu na natočení hřídele. Znalost velikosti fázového posuvu je potřebná pro správnou kalibraci testeru.

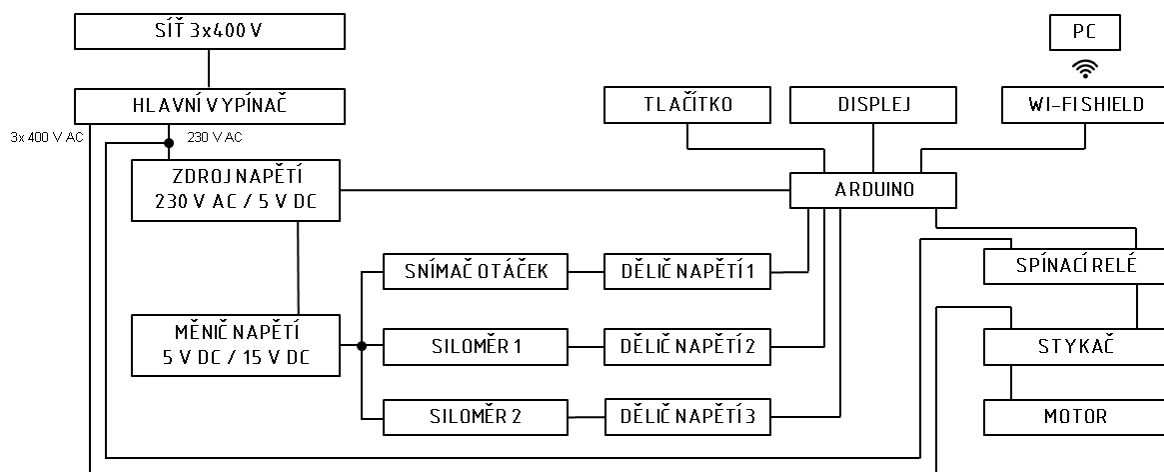
Napájení

Tester je kvůli použití třífázového motoru připojen k síti 3x400 V AC. Napájení testeru se zapíná otočným hlavním vypínačem podobně jako u původního testeru. Pro napájení Arduina a jeho příslušenství je potřebné napětí 5 V DC, které dodává zdroj napětí 230 V AC / 5V DC ze stavebnice Arduina [24]. Přípustné napájecí napětí pro siloměry je však 12 - 18 V [12] a pro indukční snímač 10 - 30 V [23]. Pro napájení senzorů je proto použit nastavitelný měnič napětí LM2596 DC-DC [25] nastavený na výstupní hodnotu napětí 15 V. Jelikož analogové vstupy Arduina jsou určeny pro napětí 0 - 5 V, bude před vstupem do Arduina u každého senzoru použit vhodný dělič napětí.

Motor testeru zůstane napájen napětím 3x400 V. Motor je ovládán přes stykač s ovládacím napětím 230 V. Napětí analogových výstupů Arduina je 0 - 5 V, stykač je proto ovládán ještě přes spínací relé 5 V DC - 250 V AC [26].

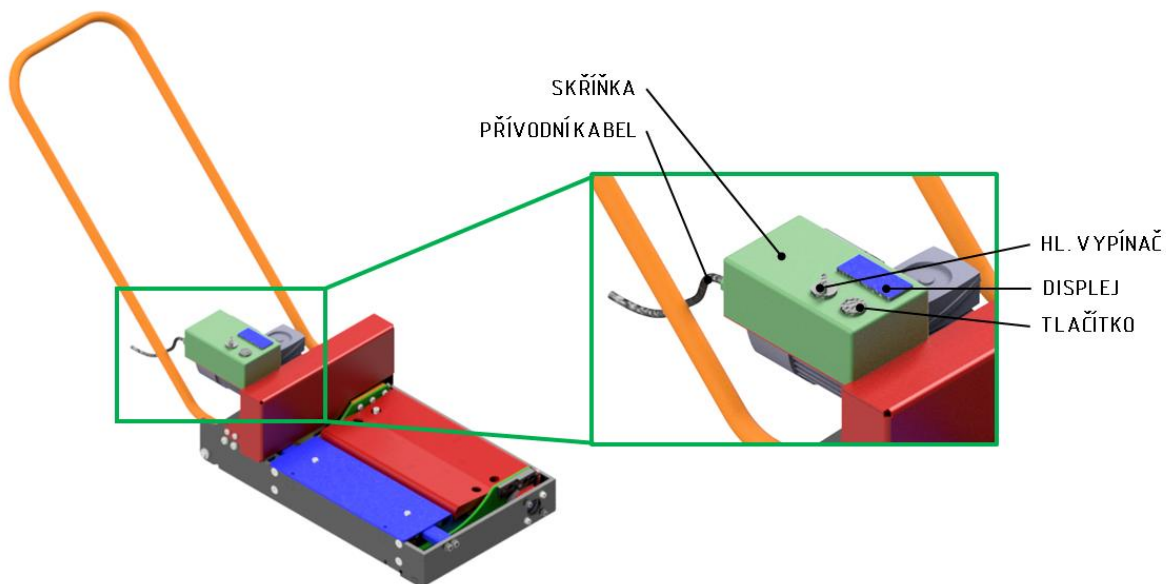
Řízení

K Arduino je připojen dvouřádkový displej [27], ovládací tlačítko, wi-fi modul [28], vstupy ze senzorů a relé pro ovládání stykače. Blokové schéma zapojení je uvedeno na obr. 5-21.



obr. 5-14 Blokové schéma zapojení

Ovládací tlačítko a displej slouží k základnímu ovládání testeru bez počítače. Hlavní vypínač, ovládací tlačítko i displej jsou umístěny ve víku plastové elektroinstalační skříňky. Tato skříňka obsahuje veškerou elektroniku testeru a je umístěna na konzole u motoru testeru, jak je vidět na obr. 5-15.



obr. 5-15 Ovládací prvky na testeru

5.3.3 Vyhodnocované údaje

Cílem měření je získat následující hodnoty následujících veličin, které budou společně s popisnými údaji uvedeny na podrobném protokolu z testování:

- relativní adheze $RA_{4,5}$ [-] - určená podle vztahu :

$$RA_{4,5} = \left(1 - \frac{F_{dyn}}{F_{stat}}\right) \cdot 100\%, \text{ kde:}$$

$RA_{4,5}$	[%]	relativní adheze pro zdvih 4,5 mm
F_{dyn}	[N]	dynamická síla
F_{stat}	[N]	statická síla

- měrný útlum kola b_r [-]
- hmotnost na kolo m [kg]
- vlastní frekvence kmitání f [Hz]
- tlak v pneu p [MPa]
- standardizovaná adheze STA [-]

Všechny tyto hodnoty jsou stanoveny pro každé testované kolo zvlášť, dále jsou ještě u každé veličiny dopočteny rozdíly mezi levým a pravým kolem každé nápravy.

5.3.4 Obsluha

Obsluha testeru je prováděna ve dvou základních módech: základní ovládání bez počítače a plnohodnotné ovládání přes počítač.

Základní ovládání

Provádí se pouze pomocí ovládacích prvků na testeru, bez připojení k počítači. Po zapnutí hlavního vypínače se na displeji ukáže oznámení o připravenosti k testování a okamžitá hmotnost měřená na testovací plošině. Tester je tak alternativně možné využít i jako váhu. Stisknutím tlačítka je spuštěn test, řídicí program spustí motor a začne zaznamenávat a zpracovávat signály ze senzorů. Po dosažení max. otáček motoru program motor vypne a pokračuje v zaznamenávání signálu, dokud otáčky neklesnou pod stanovenou mez. Poté je na displeji zobrazena informace, zda testovaný závěs kola vyhověl (OK / NOK), hodnota $RA_{4,5}$ a hodnota rezonanční frekvence. Pro přípravu na další měření se opětovným stiskem tlačítka hodnoty vynulují a tester je připraven opět k měření. Hodnoty naměřené v tomto módu se nikam neukládají.

Plnohodnotné ovládání

V tomto módu se tester ovládá přes webové rozhraní na notebooku. Příprava na testování spočívá v zapnutí hlavního vypínače, spuštění webové aplikace na PC a nastavení wi-fi připojení Arduina k PC. Před spuštěním testu uživatel vyplní údaje o testování:

- typ vozidla (výběr z katalogu nebo nové zadání)
- registrační značka
- majitel (osoba, firma)
- nájezd (km)

Automaticky je danému testu přiřazeno datum a čas.

Následně uživatel vybere z nabídky kolo, které má být testováno, a spustí test. Po skončení testu daného kola jsou okamžitě zobrazeny výsledky testu (viz kapitolu 5.4.3) vč. grafického vykreslení závislosti relativní adheze $RA_{4,5}$ na frekvenci kmitání plošiny. Po zobrazení výsledků je uživatel vyzván k potvrzení jejich správnosti. Jsou-li výsledky nesprávné (bylo testováno jiné kolo, než zvolené, kolo bylo špatně ustaveno apod.), uživatel výsledky může vymazat a opakovat měření. Jsou-li výsledky správné, uživatel je uloží a může pokračovat v měření. Po otestování každé nápravy jsou automaticky dopočteny rozdíly naměřených hodnot pro obě kola nápravy.

Po skončení testování (nemusí být nutně otestována všechna kola, stačí vybraná) může uživatel uložit protokol o měření do databáze nebo ho přímo vytisknout. Uložené protokoly lze v databázi zpětně vyhledávat podle data a všech kritérií uvedených v seznamu výše.

6 DISKUZE

6.1 Interpretace dynamických simulací

Při interpretaci dynamických simulací je třeba brát v potaz, že vytvořené simulační modely pracují s ideálně tuhými tělesy (rigid bodies). Skutečné části testeru dokonale tuhé samozřejmě nejsou, reálné chování testeru budou ovlivňovat deformace a vlastní kmitání jeho částí. Důležité části testeru (rám, kyvný komplet, řemenové převody) byly sice podrobeny frekvenční analýze a v pásmu buzení 0-50 Hz žádná rezonanční frekvence nalezena nebyla, reálné chování testeru se ale kvůli velkému počtu součástí a šroubových spojů může od předpokladů lišit.

6.2 Rozložení hmotnosti na nožky

Dosud nezmiňným problémem je poloha těžiště testeru. Poloha těžiště testeru v ose přední pojezd - motor je výrazně ovlivněna polohou motoru. Těžiště se proto nenachází přibližně v geometrickém středu rámu, ale blízko jeho okraje u motoru. Tím je způsobeno nerovnoměrné zatížení nožek testeru - přední nožky bMbV a bMV jsou zatíženy výrazně méně, než zadní nožky MbV a MV. Proto na předních nožkách může dojít snáze ke smýknutí a posunu testeru ve vodorovném směru. V minulosti bylo zvýšení přtlaku na předních nožkách řešeno instalací velkého balastního závaží. V případě stavby nové verze testeru by bylo účelné rám prodloužit až k motoru a stejným směrem posunout i zadní nožky testeru. Došlo by tak k žádoucímu zvýšení zatížení předních nožek. Současně by byl více zatížen i přední pojezd, který by musel být na toto zatížení dimenzován.

6.3 Vyvažovací mechanismus

Vyvažovací mechanismus musel být navržen do velmi stísněného zástavbového prostoru, což značně ovlivnilo jeho konstrukci. Mechanismus obsahuje velké množství vyráběných dílů nebo dílů vyrobených úpravou dílů nakoupených. Vzniklý návrh tak bohužel nelze považovat za vhodný pro sériovou výrobu. V případě zájmu o sériovou výrobu by stačilo přistoupit k mírnému prodloužení rámu testeru, což by zvětšilo dostupný zástavbový prostor pro vyvažovací mechanismus. To by umožnilo použití nakoupených řemenic bez úprav a zjednodušení tvaru doběhového setrvačníku, současně by snížil i počet součástí mechanismu.

6.4 Pojezd

Koncepce nově navrženého pojezdu se osvědčila, objevilo se však několik problémů. Přestavení pojezdu z polohy pro pojíždění do polohy pro testování je obtížné. Na ovládací trubku je nutné pro přestavení pojezdu prudce dupnout, nebo při stlačování trubky současně stlačovat madlo testeru. Tento problém je způsoben nevhodným úhlem sklopení ramen pojezdu v poloze při pojíždění. Řešením je výroba nového držáku pojezdu, který umožní větší sklopení ramen a tím i snadnější ovládání pojezdu.

Drobným problémem je upevnění držáku pojezdu k testeru. Držák je upevněn k rámu testeru pouze třemi šrouby, v jednom rohu se držák od rámu odchlipuje. Upevnění pomocí třech šroubů bylo převzato z upevnění balastního závaží, aby nebylo nutné vrtat nové díry do rámu. Navržený držák není pro takové upevnění dostatečně tuhý, bylo by vhodné ho zesílit nebo použít k upevnění čtyři šrouby.

Při pojíždění po nerovném pohybu dále tester drhne zadními nožkami o podlahu, což je způsobeno blízkostí zadních nožek k zadním pojezdovým kolům. Úplným řešením by byl pouze dvoupolohový zadní pojezd testeru, s jeho stavbou zatím není počítáno.

6.5 Koncepce uživatelského rozhraní

Koncepce uživatelského rozhraní byla vytvořena jak pro použití v laboratorních podmínkách, tak pro zkušební provoz v dílenské praxi. Navržené komponenty systému Arduino umožňují rychlou a levnou realizaci měřicího řetězce s možností pozdějších úprav. Pro případnou komerční výrobu by bylo vhodnější zvolit jiný, odolnější průmyslový mikrokontroler. Také rozsah vyhodnocovaných údajů by bylo možné pro komerční testování zúžit a např. na výstupní protokol pro zákazníka uvádět jen vybrané výsledky testu s vysvětlením jejich významu a stupnicí hodnocení.

7 ZÁVĚR

Tato práce byla věnována vývoji dynamicky vyváženého adhezního rezonančního testeru TriTec 4. Vývoj testeru navazuje na předchozí verzi testeru TriTec 3 a usiluje o zlepšení některých jeho parametrů.

První část práce byla věnována historii vývoje testeru Tritec, nedostatkům jednotlivých verzí a příčinám vzniku nedostatků. Pro shromáždění informací o uživatelských rozhraní diagnostické techniky používané v autoservisech byla v této části práce sledována i jiná diagnostická technika, než testery tlumičů.

Hlavní částí práce byl návrh vyvažovacího mechanismu. Navržený mechanismus snižuje vibrace testeru při chodu v nezátíženém stavu. Chování testeru s navrženým vyvažovacím mechanismem bylo simulováno v programu Adams View a srovnáno se simulací původní konfigurace testeru. Prověřena byla rovněž možnost vyvážení testeru pouze jednou rotující nevyvahou, která se však ukázala jako nevhodná. Výsledky simulace prokázaly, že chování testeru se zvýšeným zdvihem a navrženým vyvažovacím mechanismem bude srovnatelné s původní konfigurací (menší zdvih). Při použití malé balastní zátěže (do 5 kg) pak ještě lepší.

Byl zvýšen zdvih testeru z původních 3 mm na požadovaných 4,5 mm, aby tester lépe excitoval testované kolo vozidla. Dále byl navržen a vyroben nový přední pojezd testeru, který usnadňuje převoz testeru na delší vzdálenosti. V poslední části práce byl navržen nový měřicí řetězec a koncepce uživatelského rozhraní testeru.

Všechny cíle této práce byly splněny, tester s navrženými úpravami dosahuje požadovaných parametrů. Předmětem dalších prací na testeru bude po výrobě a zprovoznění vyvažovacího mechanismu a realizaci nového měřicího řetězce včetně vytvoření uživatelského rozhraní série zkušebních testů. Jejich cílem bude zejména stanovení stupnice hodnocení nově měřených hodnot relativní adheze $RA_{4,5}$ při novém zdvihu plošiny testeru 4,5 mm. Tato stupnice hodnocení bude součástí každého protokolu o testu.

Po stanovení stupnice hodnocení, odzkoušení vyvažovacího mechanismu a vyvinutí uživatelského rozhraní bude možné přistoupit k úpravám konstrukce testeru pro komerční výrobu. Na základě získaných poznatků bude takto upraven nejen vyvažovací mechanismus, ale i rám a pojezd testeru. O komerčním úspěchu testeru rozhodne prodejní cena, již se po úpravách podaří dosáhnout. Spolehlivý mobilní rezonanční adhezní tester jako takový je beze sporu zajímavým produktem.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. KLAPKA M., Ivan Mazůrek, Ondřej Macháček, Michal Kubík. *Resuscitace diagnostické metody EUSAMA*. 2016. Technická zpráva projektu TAČR - Generační inovace metody testování tlumení vozidel.
2. MARCIN BUCZAJ, STANISŁAW WALUSIAK, Wiktor Pietrzyk. Diagnostic Assessment of Technical Condition of the Shock Absorbers in Automotive Vehicles in a Selected Diagnostic Station. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln.* 2007, č.17, s. 59–66. ISSN 2157-0477
3. CALVO, José A., José L. San ROMÁN a Carolina Álvarez CALDAS. Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection. *International Journal of Vehicle Design*. 2013, č. 63, s. 1. ISSN 0143-3369.
4. VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-7064-X.
5. *Beissbarth GmbH: Brake and Suspension Testing* [online]. 2016 [vid. 2018-03-25]. Dostupné z: <http://beissbarth-online.com/en/products/brake-testers-and-test-lanes/passenger-cars/brake-and-suspension-testing/>
6. *Suspension testers Archives - BM Test Equipment* [online]. [vid. 2018-03-25]. Dostupné z: <http://www.bmtest.dk/product-category/light-vehicles/suspension-testers-lv/>
7. *Zkušební tlumičů | MODULARTEST s.r.o.* [online]. [vid. 2018-03-25]. Dostupné z: <http://www.modulartest.cz/category/zkusebny-tlumicu/>
8. KLAPKA M., Ivan Mazůrek, Ondřej Macháček, Michal Kubík. *Resuscitace diagnostické metody EUSAMA*. 2016. Technická zpráva projektu TAČR - Generační inovace metody testování tlumení vozidel.
9. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Bezdemontážní tester pro ověřování komplexního stavu polonáprav osobních automobilů*. Původci: Ivan MAZŮREK, Milan KLAPKA. Česká republika. Užitný vzor CZ 23496U1. 10.12. 2010.
10. MAZŮREK, I. *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 1999. Habilitační práce.
11. DVOŘÁČEK, M. *Rekonstrukce testeru tlumičů TriTec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Karol Sabo.
12. NOVÁK, P. *Mobilní tester závěsu automobilového kola*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc

13. Bilík, Š. *Obslužný SW pro automobilový tester*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2016. 44s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Beneš, Ph.D..
14. FILIP JENIŠ, JAN STIFTER, JAN STRNAD, Milan Mauer. *Kinematický vyvažovací mechanismus testeru TriTec*. 2017. Technická zpráva studentského konstrukčního projektu.
15. *M-Tronic SDT 2000 U Stoßdämpferprüfer in Sachsen - Burkhardtsdorf* / eBay Kleinanzeigen [online]. [vid. 2018-03-25]. Dostupné z: <https://www.ebay-kleinanzeigen.de/s-anzeige/m-tronic-sdt-2000-u-stosddaempferpruefer/803483275-223-3895>
16. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ. *Návod k obsluze řídicího programu TriStar*. 1991.
17. *Wheel and Tire Alignment* [online]. [vid. 2018-03-14]. Dostupné z: <http://www.classicpaintandbody.com/alignment/>
18. *BM FlexCheck - BM Test Equipment* [online]. [vid. 2018-03-25]. Dostupné z: <http://www.bmtest.dk/products/bm-flexcheck/>
19. CONTI SYNCHROFORCE - Heavy-Duty Timing Belts. Hannover: ContiTechAG, 2012. 60 s.
20. *Tenkostěnné ložisko 6706 EZO*. Korbel - ložiska s.r.o. [online]. ©2003-2019 [vid. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.korbel-loziska.cz/sortiment/tenkostenna-loziska/6706-ezo>
21. *Jednořadé kuličkové ložisko 16004D*. ZKL GROUP. [online]. ©2012 [vid. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/srbb/16004d>
22. Cylindrical Proximity Sensor E2B. OMRON Corporation. ©2013, 23s.
23. *Zdroj 230AC-DC 5V 700mA 3.5W*. ARDUINO-SHOP.CZ. [online]. Dostupné z: https://arduino-shop.cz/arduino/1136-zdroj-230-ac-dc-5v-700ma-3-5-w.html?gclid=EAIaIQobChMIubTPgZSU4gIVh8x3Ch2MYAW6EAQYASABEgJz8PD_BwE
24. *Stepdown nastavitelný měnič s LM2596 DC-DC*. ARDUINO-SHOP.CZ. [online]. Dostupné z: https://arduino-shop.cz/arduino/1303-stepdown-nastavitelny-menic-s-lm2596-dc-dc.html?gclid=EAIaIQobChMI5Iv08_mT4gIVFON3Ch0ZvwC0EAQYAiABEgI-y_D_BwE
25. *SSR Relé Modul 5V 1 kanál 5V DC - 250V AC*. ARDUINO-SHOP.CZ. [online]. Dostupné z: <https://arduino-shop.cz/arduino/1346-ssr-rele-modul-5vdc-250vac-omron-g3mb-202p-solid-state-rele-modul-s-odporovou-pojistkou.html> 25 <https://arduino-shop.cz/arduino/1346-ssr-rele-modul-5vdc-250vac-omron-g3mb-202p-solid-state-rele-modul-s-odporovou-pojistkou.html>

26. *Arduino display modrý 16x2 znaků.* ARDUINO-SHOP.CZ. [online]. Dostupné z: https://arduino-shop.cz/arduino/836-arduino-display-modry-16x2-znaku.html?gclid=EAIaIQobChMIgdyD2ouW4gIVSON3Ch1coQegEAQYAYABEgLYQPD_BwE
27. *Arduino TCP/IP WIFI modul.* ARDUINO-SHOP.CZ. [online]. Dostupné z: https://arduino-shop.cz/arduino/910-arduino-tcp-ip-wifi-modul.html?gclid=EAIaIQobChMIyp6JpL-g4gIVj813Ch1UAwSLEAQYAYABEgKSq_D_BwE

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Použité zkratky:

Zkratka	Význam
AC	Alternating Current
CRT	Cathody Ray Tube
DC	Direct Current
EUSAMA	European Shock Absorber Manufacturer Association
IR	Infra Red
LCD	Liquid Crystal Display
HTD	High Torque Drive
MS-DOS	Microsoft Disk Operating system
STA	Standardizovaná adheze
STK	Stanice technické kontroly
TAČR	Technologická agentura České republiky
ÚK	Ústav konstruování
WLAN	Wireless Local Area Network
ZKR	Výukový předmět Inženýrský projekt na ÚK

Použité veličiny:

Značka	Jednotka	Význam
a	[mm]	amplituda zdvihu středu plošiny
a_k	[m·s ⁻²]	velikost zrychlení těžiště kyvného kompletu
a_{mpl}	[mm]	amplituda přirozeného kmitání páky závaží
a_{mpr}	[mm]	amplituda nežádoucího kmitání příčky
a_N	[mm]	vzdálenost ložisek
a_{tk}	[m·s ⁻²]	velikost tečného zrychlení těžiště kyvného kompletu
b_N	[mm]	vzdálenost vyvažovací síly od ložiska A
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska [21]
c_{10}	[N]	odhad tuhosti pneumatiky
Dh	[mm]	průměr hřídele
Dk	[mm]	vnitřní průměr kladky
Dv	[mm]	vnější průměr kladky
$EUSAMA$	[%]	vypočtená hodnota relativní adheze
e	[mm]	excentricita kladky
ε	[rad·s ⁻²]	průměrné úhlové zrychlení pomocné osy
F_{1A}	[N]	radiální síla na ložisko A
F_{dynmax}	[N]	maximální dynamická síla
F_{dyn}	[N]	dynamická síla
F_E	[N]	odstředivá síla působící na excentrickou kladku
F_K	[N]	setrvačná síla působící v těžišti kyvného kompletu
F_{min}	[N]	minimální naměřená přitlačná síla kola během testu
F_U	[N]	síla působící v uložení páky závaží
F_{N1}	[N]	vyvažovací síla první nevývahy
F_{N2}	[N]	vyvažovací síla druhé nevývahy

F_{stat}	[N]	statická přitlačná síla kola
F_Z	[N]	setrvačná síla působící v těžišti kyvného kompletu
f	[Hz]	frekvence kmitání kyvného kompletu frekvence otáčení první nevývahy frekvence otáčení hřídele s excentry pracovní frekvence otáčení pomocné osy
f_1	[Hz]	počáteční frekvence otáčení
f_2	[Hz]	pracovní frekvence otáčení
I_{N1}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kompletu první nevývahy vzhledem k ose otáčení
L_{10h1N}	[h]	základní trvanlivost ložiska v hodinách
L_h	[mm]	vzdálenost hřídele od osy rotace
L_t	[mm]	vzdálenost těžiště od osy rotace
L_P	[mm]	délka ramene páky u planžety
L_p	[mm]	vzdálenost středu plošiny od osy rotace
L_Z	[mm]	délka ramene páky u závaží
l_o	[m]	šířka svěrných objímek
l_{N2}	[m]	délka druhé nevývahy
M	[N·m]	moment přenášený pomocným převodem
m_E	[kg]	hmotnost excentrické kladky
m_k	[kg]	hmotnost kyvného kompletu
m_{N1}	[kg]	hmotnost disku první nevývahy
N_A	[-]	počet otestovaných automobilů
N_K	[-]	obvyklý počet kol osobního automobilu
n_{1N}	[ot·min ⁻¹]	otáčky protiběžné nevývahy
n_M	[ot·min ⁻¹]	otáčky motoru
ω	[rad·s ⁻¹]	velikost (pracovní) úhlové rychlosti
ω_1	[rad·s ⁻¹]	počáteční úhlová rychlost
ω_2	[rad·s ⁻¹]	konečná úhlová rychlost
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
P_P	[W]	výkon přenášený pomocným převodem
p	[-]	exponent pro ložiska s bodovým stykem
q_1	[-]	koefficient ovlivnění kmitání závaží
$RA_{4,5}$	[%]	relativní adheze při zdvihu 4,5 mm
r_E	[m]	vzdálenost těžiště excentrické kladky od osy rotace
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota oceli
r_{N1}	[m]	vzdálenost těžiště první nevývahy od osy rotace
r_{TP}	[m]	vzdálenost těžiště průřezu závaží od osy rotace
STA	[%]	standardizovaná adheze
S_p	[m ²]	plocha průřezu druhé nevývahy
sbt_{STA}	[N]	statická deformace pneumatiky
T	[s]	perioda kmitání kyvného kompletu
t_1	[s]	čas spuštění testeru
t_2	[s]	čas dosažení pracovních otáček
t_T	[s]	typická doba trvání testu 1 kola
t_u	[s]	čas úvratě plošiny
y_m	[m]	amplituda kmitání těžiště kyvného kompletu

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 1-1	Testování na testeru TriTec 3	3
obr. 2-1	Princip metody EUSAMA [1]: 1 – vibrační plošina, 2 – snímač síly, 3 – elektronika, 4 – motor s vačkou	4
obr. 2-2	Naměřená závislost přitlačné síly kola na čase [2]	5
obr. 2-3	Tester TriTec 1 (pojezd s ližinami)	8
obr. 2-4	Dialogové okno při práci v první úrovni algoritmu [10]	9
obr. 2-5	Dialogové okno v druhé úrovni algoritmu [10]	9
obr. 2-6	První verze protokolu [10]	10
obr. 2-7	Druhá verze protokolu	10
obr. 2-8	Prezentační a kalibrační systém	11
obr. 2-9	Tester TriTec 2	12
obr. 2-10	Detail propojení excentru a kyvného rámu.	13
obr. 2-11	Kalibrace tenzometrů testeru TriTec 2	14
obr. 2-12	Navržený mechanismus testeru [11]	15
obr. 2-13	Vizualizace upraveného testeru TriTec 2 [12]	15
obr. 2-14	Schéma mechanismu testeru TriTec 3 [12]	16
obr. 2-15	Konstrukční řešení testeru TriTec 3 [12]	16
obr. 2-16	Tester TriTec 3 s balastním závažím	17
obr. 2-17	Namontované vyvažovací závaží na testeru TriTec 3 [13]	18
obr. 2-18	Kinematické schéma vyvažovacího mechanismu [13]	18
obr. 2-19	Dokmitový tester M-Tronic SDT 2000/U [14]	20
obr. 2-20	Základní obrazovka TriStar. [16]	20
obr. 2-21	Protokol měření z testeru TriStar. [15]	21
obr. 2-22	Výsledky testování a protokol z testeru ST 500 [7]	22
obr. 2-23	Tester geometrie kol Beissbarth Microline 5000 [16]	23
obr. 2-24	Okno testování brzd na telefonu obsluhy [17]	24
obr. 4-1	Hlavní části testeru TriTec 3	27
obr. 4-2	Způsob vyvození zdvihu plošiny	28
obr. 4-3	Schématické zobrazení zdvihu plošiny	28
obr. 4-4	Nový excentr s původními připojovacími rozměry	29
obr. 4-5	Řez obrobeným upínacím pouzdem	29
obr. 4-6	Řez hřídelí testeru v místě kontaktu ložiska a hranolu	30
obr. 4-7	Princip funkce rotačního vyvažovacího mechanismu (F - setrvačná síla působící na daný prvek)	31
obr. 4-8	Princip funkce pákového vyvažovacího mechanismu (F - setrvačná síla působící na daný prvek)	32
obr. 4-9	Koaxiální uspořádání - pohled do testeru	33
obr. 4-10	Schéma pohonu koncepce Koaxiální uspořádání	33
obr. 4-11	Uspořádání na 2 hřídele - pohled do testeru bez krytů a části rámu	34

obr. 4-12	Uspořádání na 2 hřídele -schéma pohonu - řez testerem	34
obr. 4-13	Pákové uspořádání - pohled do testeru bez krytů a plošiny	35
obr. 4-14	Sestava pákového vyvažovacího mechanismu	35
obr. 4-15	Nežádoucí silové momenty u koncepcí Koaxiální uspořádání	36
obr. 4-16	Základní uspořádání simulačního modelu	37
obr. 4-17	Uspořádání nožky v modelu	38
obr. 4-18	Uspořádání modelu pro koncepci Pákové uspořádání	38
obr. 4-19	Pojmenování nožek testeru	39
obr. 4-20	Určení amplitudy kmitání těžiště kyvného kompletu	40
obr. 4-21	Síly působící ve spodní úvrati	44
obr. 4-22	Statické uvolnění kompletu páky a závaží	44
obr. 4-23	Okrajové podmínky harmonické analýzy	45
obr. 4-24	Koncepce kulisový mechanismus - poloha pro testování	46
obr. 4-25	Části kulisového mechanismu - poloha pro testování	47
obr. 4-26	Pohyb čepu kolem kulisy	47
obr. 4-27	Koncepce Západkový mechanismus - poloha pro testování	48
obr. 4-28	Části západkového mechanismu - poloha pro testování	48
obr. 5-1	Skupina pohonu	50
obr. 5-2	Schéma převodů	51
obr. 5-3	Řez A-A	51
obr. 5-4	Tvar protiběžné nevývahy 1	52
obr. 5-5	Funkce napínáku řemenů	53
obr. 5-6	Skupina druhé protiběžné nevývahy	53
obr. 5-7	Výpočet řemene hlavního převodu	55
obr. 5-8	Katalog řemenů - řemen HTD 3M6 [kon2]	56
obr. 5-9	Určení zatížení ložisek 1. nevývahy	57
obr. 5-10	Části pojezdu testeru	59
obr. 5-11	Pracovní polohy pojezdu	59
obr. 5-12	Seřizování pojezdu	60
obr. 5-13	Pojezd namontovaný na testeru	60
obr. 5-14	Blokové schéma zapojení	62
obr. 5-15	Ovládací prvky na testeru	62

11 SEZNAM TABULEK

tab. 2-1 Interpretace hodnot EUSAMA [3]

5

12 SEZNAM PŘÍLOH

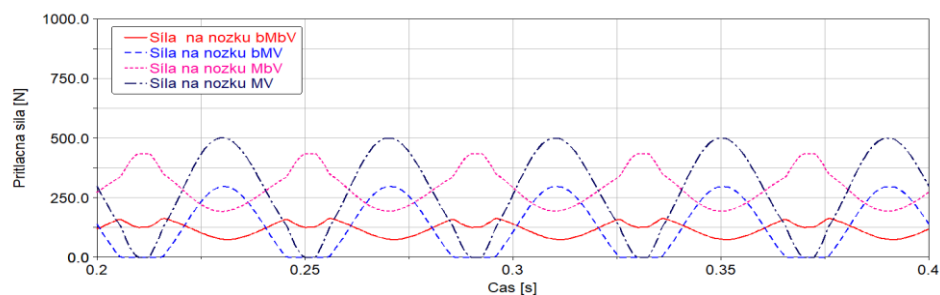
P1 Dynamické simulace - grafy průběhů přítláčných sil	77
P2 Dynamické simulace - tabulky získaných hodnot	78
P3 Seznam výkresové dokumentace	79
P4 Seznam nakupovaných součástí	80
P5 Fotodokumentace	81

13 PŘÍLOHY

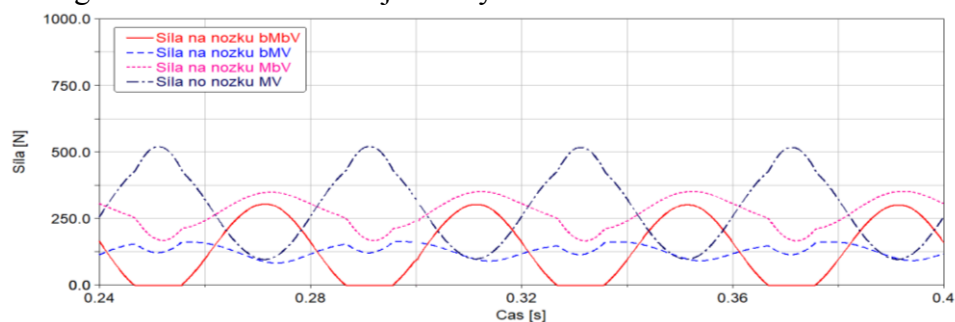
P1 Dynamické simulace - grafy průběhů přítláčných sil

Grafy průběhů přítláčných sil na nožkách testeru pro jednotlivé simulované konfigurace jsou uvedeny na následujících obrázcích.

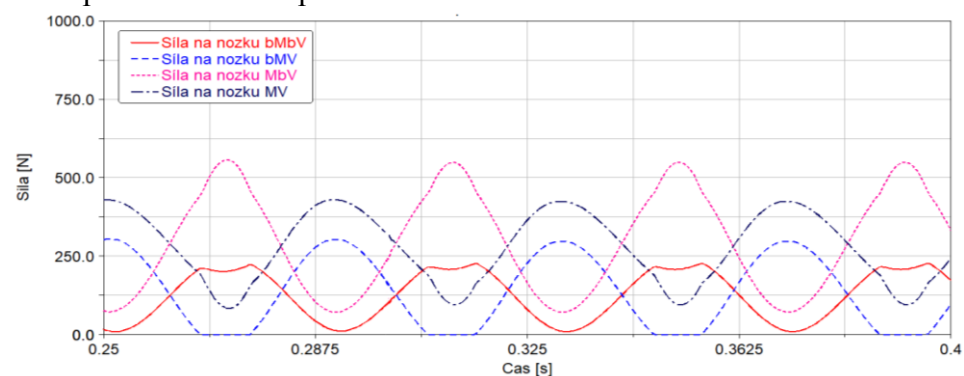
Původní konfigurace testeru:



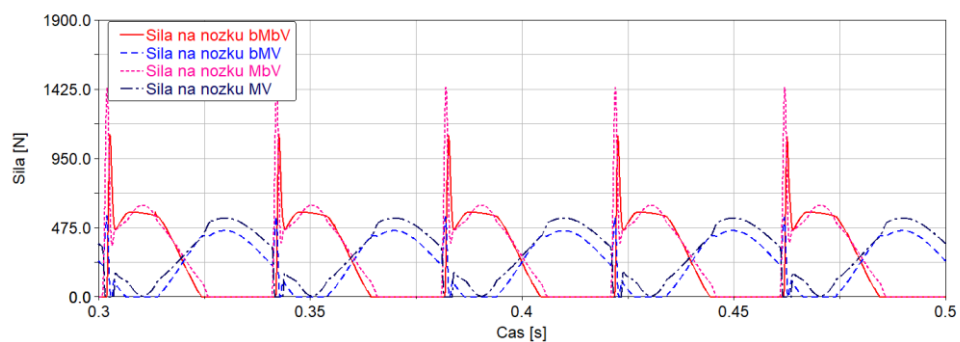
Konfigurace se zesílenou rotující nevývahou:



Koncepce Koaxiální uspořádání



Koncepce Pákové uspořádání:



P2 Dynamické simulace - tabulky získaných hodnot

Původní konfigurace testeru:

Nožka	Min. přitlačná síla [N]	Doba trvání nulového přitlaku [s]	Posun na nožkách za 5 s [mm]	
			X	Y
bMbV	76	0	23	1
bMV	0	0,01	23	13
MbV	19	0	3	2
MV	0	0,0025	3	3

Konfigurace se zesílenou rotující nevývahou:

Nožka	Min. přitlačná síla [N]	Doba trvání nulového přitlaku [s]	Posun na nožkách za 5 s [mm]	
			X	Y
bMbV	0	0,0092	134	44
bMV	122	0	125	30
MbV	168	0	5	47
MV	97	0	1	2

Koncepce Koaxiální uspořádání:

Nožka	Min. přitlačná síla [N]	Doba trvání nulového přitlaku [s]	Posun na nožkách za 5 s [mm]	
			X	Y
bMbV	17	0	17	18
bMV	0	0,083	17	23
MbV	68	0	6	18
MV	65	0	6	6

Koncepce Pákové uspořádání:

Nožka	Min. přitlačná síla [N]	Doba trvání nulového přitlaku [s]	Posun na nožkách za 5 s [mm]	
			X	Y
bMbV	0	0,017	0,5	0,5
bMV	0	0,007	0,5	0,4
MbV	0	0,015	0,2	0,2
MV	10	0	0,2	0,1

P3 Seznam výkresové dokumentace

Číslo výkresů byla vytvořena podle následujícího klíče:

AA_**BB**_**CC**, kde:

AA - konstrukční skupina:

ZZ - zvýšení zdvihu

VM - vyvažovací mechanismus

PO - pojezd

BB - typ výkresu:

SO - výkres součásti

SE - výkres sestavení

SV - výkres svarku

CC - pořadové číslo výkresu v dané skupině

Číslo výkresu	Název
ZZ_SO_01	EXCENTR
VM_SO_01	SETRVAČNÍK
VM_SO_02	NÁDSTAVEC
VM_SO_03	DISK
VM_SO_04	LÍMEC
VM_SO_05	PŘÍRUBA
VM_SO_06	KROUŽEK
VM_SO_07	TRUBKA
VM_SO_08	KROUŽEK
VM_SO_09	KROUŽEK
VM_SO_10	KROUŽEK
VM_SO_11	KROUŽEK
VM_SO_12	KROUŽEK
VM_SO_13	ŘEMENICE
VM_SO_14	ŘEMENICE
VM_SO_15	PERO
VM_SO_16	PERO
VM_SO_17	PERO
VM_SO_18	ČEP
VM_SO_19	TRUBKA
VM_SO_20	KROUŽEK
VM_SO_21	ŘEMENICE
VM_SO_22	ŘEMENICE
VM_SO_23	DRŽÁK
VM_SO_24	PODLOŽKA
VM_SO_25	KOSTKA
VM_SO_26	PLECH
VM_SO_27	ŘEMENICE
VM_SO_28	KLUZÁK

VM_SO_29	ZÁVAŽÍ
VM_SO_30	OBJÍMKA
VM_SE_01	SKUPINA MOTORU
VM_SE_02	SKUPINA 2. NEVÝVAHY
PP_SO_01	DRŽÁK
PP_SO_02	RAMENO
PP_SO_03	ZÁPADKA
PP_SO_04	TRUBKA
PP_SO_05	TRUBKA
PP_SO_06	TRUBKA
PP_SO_07	ŠROUB
PP_SO_08	PODLOŽKA
PP_SO_09	PODLOŽKA
PP_SV_01	POSUVNÍK
PP_SE_01	POJEZD

P4 Seznam nakupovaných součástí

Tento seznam obsahuje všechny nakupované součásti mimo spojovací materiál.

Název	Ks	Označení	Dodavatel
Řemen HTDD 5M9-600	1	05MDD-0600-09	TYMA CZ
Řemen HTD 3M6-366	1	03M-0366-06	TYMA CZ
Řemenice HTD 5M9 60z	1	60-05M-09	TYMA CZ
Řemenice HTD 3M9 72z	1	72-03M-09	TYMA CZ
Řemenice HTD 3M15 72z	1	72-03M-15	TYMA CZ
Ložisko 6706	2	6706 EZO	KORBEL
Ložisko 16004	2	ZKL 16004	MATEZA
Kolečko B55	2	B55.080	DŮM KOLEČEK
Pružina 0,7x6,9	2	0,7x6,9x21,2x13,5	PRUŽINY ČERMÁK

P5 Fotodokumentace

Tester s pojezdem v poloze pro testování



Tester s pojezdem v poloze pro testování - detail



Tester s pojezdem v poloze pro pojíždění



Tester s pojezdem v poloze pro pojíždění - detail

